

DOI: 10.7511/jslx20230525009

# 滞回摩擦型调谐惯质阻尼器结构隔震研究

台玉吉<sup>1,2</sup>, 周帅<sup>1,3</sup>, 华旭刚<sup>\*1,2</sup>

(1. 湖南大学 风工程试验研究中心, 长沙 410082;  
2. 湖南大学 桥梁工程安全与韧性全国重点实验室, 长沙 410082;  
3. 中国建筑第五工程局有限公司, 长沙 410082)

**摘要:**本文研究一种新型非线性阻尼器——滞回摩擦型调谐惯质阻尼器(HFTID)在工程结构抗震控制中的应用。HFTID由调谐惯质阻尼器(TID)和滞回弹簧摩擦元件并联组成。首先通过谐波平衡方法推导了HFTID单自由度系统力与位移的传递率。然后对HFTID进行了最佳调谐参数优化,得到HFTID最优参数的近似表达式,比较了HFTID和TID振动控制系统的减振效果。结果表明,HFTID相比TID可以进一步降低振动控制系统的传递率。最后,以一栋多层隔震结构为例,将HFTID与TID的隔震效果进行了对比,结果表明,HFTID相比TID在降低地震响应峰值和均方根值方面具有更大优势,验证了HFTID在降低地震响应方面的有效性和实用性。HFTID在建筑和桥梁结构抗震、车辆悬挂系统和其他机械隔震问题上具有潜在的应用前景。

**关键词:**隔震;调谐惯质阻尼器;摩擦元件;地震响应;优化设计

中图分类号:U441<sup>+</sup>.3;O328

文献标志码:A

文章编号:1007-4708(2023)05-0678-08

## 1 引言

结构控制技术可减少结构振动,其主要有主动、半主动或被动控制等,其中被动控制由于不需要外部能量输入和结构形式简单等优点得到广泛研究<sup>[1]</sup>。惯容器的提出推动了被动控制装置在振动控制领域的进一步发展。惯容器最早是由Smith<sup>[2]</sup>正式提出的概念,其是一种力与加速度成比例的机械装置,可采用较小的物理质量获得较大的表现质量。这种质量放大的机制,包括滚珠丝杠机制、齿轮齿条机制、液压机制和行星齿轮机制等。

惯容器可单独使用,也可与弹簧和各种耗能元件结合使用,用于结构的振动控制。当单独使用时,惯容器只会增加结构的惯性,从而延长结构的自振周期,降低结构对地震荷载的响应<sup>[3]</sup>。然而,惯容器本身不会耗散结构的输入能量,因此,其通常与弹簧和能量耗散元件组合使用<sup>[4]</sup>,利用惯容器的局部放大作用提高耗能元件的消能效果<sup>[5]</sup>。惯容器也可添加到现有的减振器中,以进一步提高减振器的性能,例如调谐液体阻尼器(TLD)和调谐质量阻尼器(TMD)等。TLD使用液体晃动来耗

散能量,其原理与TLD类似。为使TLD具备更好的控制效果,必然会增加成本或占用更大的安装空间。文献[6]提出将惯容器和TLD结合形成一个称为调谐液体惯容器系统(TLIS)的控制系统,能够解决成本高和安装空间大的问题。类似的,调谐质量阻尼器惯容器(TMDI)<sup>[7]</sup>通过惯容器将TMD的质量块与基础相连。TMDI的控制效果和鲁棒性优于传统TMD,MTMDI则更优于TMD<sup>[8]</sup>。Siami等<sup>[9]</sup>研究了TMDI的使用,将其用于雕像的地震响应控制。

众所周知,摩擦是用于结构控制最有效的能量耗散机制之一<sup>[10]</sup>。与粘性和粘弹性阻尼器相比,摩擦阻尼器具有足够的初始刚度、较高的能量耗散能力以及稳定的机械性能,并且显著降低了维护成本。摩擦阻尼器已广泛用于建筑结构的减震和航空航天的发动机振动抑制。与库仑摩擦元件相比,滞回弹簧摩擦元件由弹簧与库仑摩擦元件串联组成,该元件可考虑接触刚度的宏观滑动,因此具有摩擦滞后效应。为了进一步提高调谐惯质阻尼器(TID)在振动控制中的有效性,将滞回弹簧摩擦元件添加到TID中形成一种新型非线性阻尼器——滞回摩擦调谐惯质阻尼器(HFTID)。本文研究HFTID在多层建筑抗震控制中的应用。研究目的是,(1)进一步降低振动控制系统的力和位移传递率;(2)建立HFTID最优参数设计公式;(3)便于

收稿日期:2023-05-25;修改稿收到日期:2023-07-20.

基金项目:国家自然科学基金杰出青年基金(52025082)

资助项目:

作者简介:华旭刚\*(1978-),男,博士,教授

(E-mail:cexghua@hnu.edu.cn).

HFTID 振动控制系统在实际应用中的设计。本文推导了 HFTID 单自由度系统的运动方程和传递率的解析解,对 HFTID 进行了优化设计,最后将 HFTID 应用于基础隔震建筑,验证了 HFTID 的实用性。

## 2 HFTID 单自由度系统理论推导

图 1 所示为单自由度力激励系统和位移激励系统,两个系统分别以力和位移作为输入。图 1 中,  $f_{in}(t)$  和  $f_{out}(t)$  分别为激振力和传递到基础的力。 $x_{in}(t)$  和  $x_{out}(t)$  分别为基底的位移激励和主结构的位移响应。力激励系统可用于评估结构在外力(如风、波浪、机械振动和人群振动)下的力传递率,这种力传递率是指传递到基础上的力与激振力的比值。位移激励系统可用于评估受地面运动(如由地震引起的)影响的结构的位移传递率。

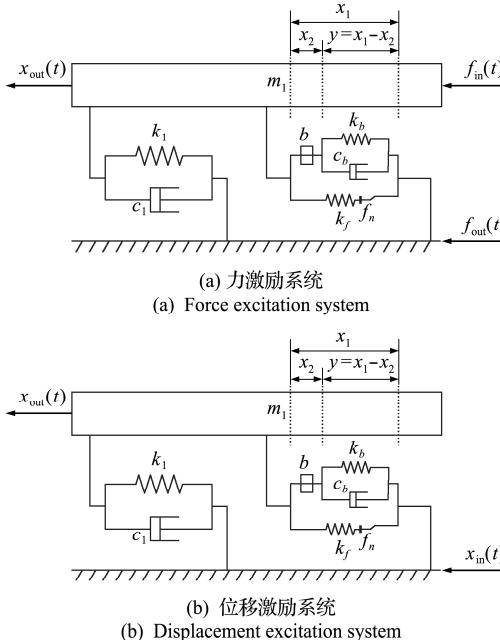


图 1 HFTID 的单自由度系统

Fig. 1 Single degree of freedom system with HFTID

与线性 TID 相比, HFTID 具有滞回摩擦元件,因此具有滑动摩擦和粘性阻尼的复合阻尼效果。HFTID 中的滞回弹簧摩擦元件可在线性和非线性状态之间转换,这取决于主结构和基础之间的相对振幅。临界振幅由摩擦元件的摩擦力和串联弹簧刚度决定。当相对振幅小于临界振幅时,摩擦元件处于静摩擦状态,HFTID 可视为 TID 并联一个弹簧元件。当振幅大于临界振幅时,摩擦元件处于滑动摩擦状态,此时摩擦元件消耗的能量与振幅成比例。HFTID 可根据外部荷载调整阻尼器的工作范围,从而将维护和更换成本降到最低。

### 2.1 非线性摩擦力

本文采用的滞回弹簧摩擦元件由库仑摩擦元件与弹簧串联而成,其力学模型<sup>[11-13]</sup>如图 2 所示。其中,  $k_f$  为串联弹簧的刚度,  $f_n$  为作用在摩擦阻尼器上的力,  $f$  为摩擦阻尼器提供的最大摩擦力。可以看出,摩擦力和位移  $x_1(t)$  之间的关系可以用分段函数表示为

$$\begin{cases} f_n(\Psi) = f + k_f[x_1(t) - x_A] & (0 \leq \Psi < \theta) \\ f_n(\Psi) = -f & (\theta \leq \Psi < \pi) \\ f_n(\Psi) = -f + k_f[x_1(t) + x_A] & (\pi \leq \Psi < \pi + \theta) \\ f_n(\Psi) = f & (\pi + \theta \leq \Psi < 2\pi) \end{cases} \quad (1)$$

$$\theta = \arccos\left(1 - 2[f/(k_f x_A)]\right) \quad (2)$$

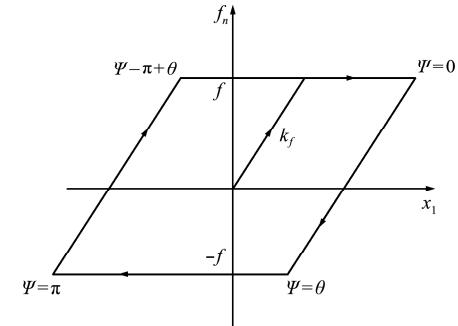


图 2 滞回弹簧摩擦模型

Fig. 2 Hysteretic spring friction model

位移  $x_1(t)$  和位移幅度  $x_A$  之间的关系可表示为

$$x_1(t) = x_A \cos \Psi \quad (3)$$

式中  $\Psi = \omega t - \varphi$ ,  $\omega$ ,  $t$  和  $\varphi$  分别为外激励频率、时间以及激励与响应之间的相位角。

当  $x_A \geq f/k_f$ , 根据傅立叶变换, 非线性摩擦力的表达式可通过式(1,2)得到

$$f_n(\Psi) \cong A \cos \Psi + B \sin \Psi \quad (4)$$

式中

$$A = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f_n(\Psi) \cos \Psi d\Psi = \frac{f}{\pi} \left[ 4 \sin \theta + \frac{k_f}{f} x_A (\theta + \sin \theta \cos \theta - 2 \sin \theta) \right] \quad (5)$$

$$B = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f_n(\Psi) \sin \Psi d\Psi = -\frac{f}{\pi} \left[ 4 \cos \theta + \frac{k_f}{f} x_A (2 - 2 \cos \theta - \sin^2 \theta) \right] \quad (6)$$

当  $x_A < f/k_f$ , 摩擦元件不会滑动, 因此静态摩擦力等于线性弹簧力

$$f_n(\Psi) = k_f x_1(t) = k_f x_A \cos \Psi \quad (7)$$

### 2.2 传递率

对于图 1 的 HFTID 单自由度系统,运动方程为

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{x}_1(t) + c_1 \dot{x}_1(t) + k_1 x_1(t) + P = F(t) \\ P = P_1 + P_2 \\ P_1 = f_n \\ P_2 = b[\ddot{x}_1(t) - \ddot{y}(t)] = c_b \dot{y}(t) + k_b y(t) \end{array} \right. \quad (8a \sim 8d)$$

式中  $m_1, k_1$  和  $c_1$  分别为主结构的质量、刚度和阻尼;  $x_1(t), \dot{x}_1(t)$  和  $\ddot{x}_1(t)$  分别为主结构相对于基础的位移、速度和加速度;  $b, c_b$  和  $k_b$  分别为 HFTID 的表观质量、阻尼和刚度;  $y(t), \dot{y}(t)$  和  $\ddot{y}(t)$  分别为 HFTID 中阻尼元件(或弹簧元件)两端的相对位移、速度和加速度;  $P$  为 HFTID 传递到主结构的力,  $F(t)$  为激振力。在外激励作用下, 由于摩擦元件和弹簧串联, 摩擦元件的力等于弹簧力。摩擦元件有两种情况: 一种是作用在摩擦元件上的力小于  $f$  时的静摩擦状态; 另一种是当作用在摩擦元件上的力大于  $f$  时的滑动摩擦状态。因此, 非线性摩擦的表达式为

$$\left\{ \begin{array}{ll} f_n = A \sin(\omega t - \varphi_x) - B \cos(\omega t - \varphi_x) & (x_A \geq f/k_f) \\ f_n = k_f x_A \sin(\omega t - \varphi_x) & (x_A \leq f/k_f) \end{array} \right. \quad (9a \sim 9b)$$

在随机激励下, 很难获得方程的解析解, 因此假设外激励和结构响应都是简谐的。当外激励作用于主结构时, 其表达式为  $F(t) = f_{in}(t) = F_0 \sin \omega t$ , 其中  $F_0$  为激励幅值。当外激励作用在基底上时, 该激励可表示为  $F(t) = -m_1 \ddot{x}_{in}(t) = m_1 \ddot{x}_{aA} \sin \omega t$ , 其中,  $\ddot{x}_{aA}$  为地面运动加速度的幅值。当  $\ddot{x}_{aA}$  为常数时,  $m_1 \ddot{x}_{aA}$  也是常数, 此时可以假设  $F(t) = m_1 \ddot{x}_{aA} \sin \omega t = F_0 \sin \omega t$ 。HFTID 两端的位移和内部位移假设  $x_1(t) = x_A \sin(\omega t - \varphi_x), y(t) = y_A \sin(\omega t - \varphi_y)$ 。

$$\left\{ \begin{array}{l} (k_1 - m_1 \omega^2 - b \omega^2) x_A \cos \varphi_x + A \cos \varphi_x + \\ (c_1 \omega x_A - B) \sin \varphi_x + b \omega^2 y_A \cos \varphi_y = F_0 \\ (k_1 - m_1 \omega^2 - b \omega^2) x_A \sin \varphi_x + A \sin \varphi_x - \\ (c_1 \omega x_A - B) \cos \varphi_x + b \omega^2 y_A \sin \varphi_y = 0 \\ b \omega^2 x_A \cos \varphi_x + (k_b - b \omega^2) y_A \cos \varphi_y + \\ c_b \omega y_A \sin \varphi_y = 0 \\ b \omega^2 x_A \sin \varphi_x + (k_b - b \omega^2) y_A \sin \varphi_y - \\ c_b \omega y_A \cos \varphi_y = 0 \end{array} \right. \quad (10)$$

## 2.2.1 摩擦元件滑动摩擦状态( $x_A \geq f/k_f$ )

摩擦元件处于滑动摩擦状态, 摩擦力由式(9)表示。摩擦元件的数学模型是高度非线性的, 因此很难直接找到其解析解。谐波平衡法(HBM)是寻找非线性系统近似解的有效方法。在该方法中, 假设输入和输出均为谐波, 并且使运动方程两侧相同阶次的谐波项的系数相等可得表达式(10)。

简化式(10)可得

$$\left\{ \begin{array}{l} (k_1 - m_1 \omega^2 - b \omega^2) x_A + A + \\ b \omega^2 y_A \cos(\varphi_x - \varphi_y) = F_0 \cos \varphi_x \\ c_1 \omega x_A - B + b \omega^2 y_A \sin(\varphi_x - \varphi_y) = F_0 \sin \varphi_x \\ b \omega^2 x_A + (k_b - b \omega^2) y_A \cos(\varphi_x - \varphi_y) - \\ c_b \omega y_A \sin(\varphi_x - \varphi_y) = 0 \\ (k_b - b \omega^2) y_A \sin(\varphi_x - \varphi_y) + \\ c_b \omega y_A \cos(\varphi_x - \varphi_y) = 0 \end{array} \right. \quad (11)$$

定义以下无量纲参数,  $\omega_1 = \sqrt{k_1/m_1}$  为主结构固有频率,  $\omega_b = \sqrt{k_b/b}$  为 HFTID 固有频率,  $\mu = b/m_1$  为惯质比,  $\zeta_1 = c_1 \omega_1 / 2k_1$  为主结构的阻尼比,  $\zeta_b = c_b \omega_b / 2k_b$  为 HFTID 的阻尼比,  $\gamma_k = k_f/k_1$  为刚度比,  $\gamma_\omega = \omega_b/\omega_1$  为频率比,  $\gamma_f = f/F_0$  为力比,  $\lambda = \omega/\omega_1$  为无量纲频率,  $\delta_{st} = F/k_1$  为外力幅值引起的静态变形,  $x_g(\lambda) = x_A/\delta_{st}$  为  $x_1$  的无量纲幅值,  $y_g(\lambda) = y_A/\delta_s$  为  $y$  的无量纲幅值,  $A_g = A/F_0$  为  $A$  的无量纲幅值,  $B_g = B/F_0$  为  $B$  的无量纲幅值。

将上述无量纲参数代入式(11)得

$$\left\{ \begin{array}{l} (1 - \lambda^2 - \mu \lambda^2) x_g + A_g + \mu \lambda^2 y_g \cos(\varphi_x - \varphi_y) = \cos \varphi_x \\ 2\lambda \zeta_1 x_g - B_g + \mu \lambda^2 y_g \sin(\varphi_x - \varphi_y) = \sin \varphi_x \\ \mu \lambda^2 x_g + \mu (\gamma_\omega^2 - \lambda^2) y_g \cos(\varphi_x - \varphi_y) - \\ 2\zeta_b \lambda \gamma_\omega \mu y_g \sin(\varphi_x - \varphi_y) = 0 \\ \mu (\gamma_\omega^2 - \lambda^2) y_g \sin(\varphi_x - \varphi_y) + \\ 2\zeta_b \lambda \gamma_\omega \mu y_g \cos(\varphi_x - \varphi_y) = 0 \end{array} \right. \quad (12)$$

式中

$$\left\{ \begin{array}{l} A_g = \frac{\gamma_f}{\pi} \left[ 4 \sin \theta + \frac{\gamma_k x_g}{\gamma_f} (\theta + \sin \theta \cos \theta - 2 \sin \theta) \right] \\ B_g = -\frac{\gamma_f}{\pi} \left[ 4 \cos \theta + \frac{\gamma_k x_g}{\gamma_f} (2 - 2 \cos \theta - \sin^2 \theta) \right] \\ \theta = \arccos \left( 1 - \frac{2\gamma_f}{\gamma_k x_g} \right) \end{array} \right. \quad (13)$$

通过求解式(12, 13), 获得了相位角  $\varphi_x(\lambda)$  和  $\varphi_y(\lambda)$ 、无量纲系数  $A_g(\lambda)$  和  $B_g(\lambda)$ 、临界位移角  $\theta(\lambda)$ 、无量纲相对振动幅值  $y_g(\lambda)$  和无量纲响应幅值  $x_g(\lambda)$ 。

系统幅值响应可以表示为

$$FD(\lambda) = |x_g(\lambda)| \quad (14)$$

为获得力传递率, 式(8a)可进一步表示为

$$m_1 \ddot{x}_1(t) + c_1 \dot{x}_1(t) + k_1 x_1(t) + P = F_0 \sin \omega t \quad (15)$$

当结构受到外激励时, 其底部的内力可表示为

$$\begin{aligned} f_{out}(t) &= (F_0 + m_1 \omega^2 x_A \cos \varphi_x) \sin \omega t \\ m_1 \omega^2 x_A \sin \varphi_x \cos \omega t \end{aligned} \quad (16)$$

传递到基底的力的幅值表示为

$$f_{\text{out-A}}(t) = \sqrt{(F_0 + m_1 \omega^2 x_A \cos \varphi_x)^2 + (m_1 \omega^2 x_A \sin \varphi_x)^2} \quad (17)$$

因此,力传递率可表示为

$$FF(\lambda) = \sqrt{(1 + \lambda^2 x_g \cos \varphi_x)^2 + (\lambda^2 x_g \sin \varphi_x)^2} \quad (18)$$

位移-位移(DD)传递率可通过计算基础加速度-结构加速度传递率获得,其中基础加速度为 $-\ddot{x}_{\text{in}}(t) = \ddot{x}_{gA} \sin \omega t$ 。根据加速度-加速度传递率可获得等式(19)。应注意的是,传递率计算中位移是绝对值

$$DD(\omega) = \left| \frac{\| -\omega^2 x_A \sin(\omega t - \varphi_x) - \ddot{x}_{gA} \sin \omega t \|}{-\ddot{x}_{gA}} \right| \quad (19)$$

式中 符号 $\|\cdot\|$ 为振幅。

将式(19)右侧的分子和分母同时乘以 $m_1$ ,并假设 $F_0 = m_1 \ddot{x}_{gA}$ ,可得

$$DD(\omega) = \frac{\sqrt{(F_0 + m_1 \omega^2 x_A \cos \varphi_x)^2 + (m_1 \omega^2 x_A \sin \varphi_x)^2}}{F_0} \quad (20)$$

通过使用无量纲参数,可获得位移传递率

$$DD(\lambda) = \sqrt{(1 + \lambda^2 x_g \cos \varphi_x)^2 + (\lambda^2 x_g \sin \varphi_x)^2} \quad (21)$$

由式(18,21)可知,力传递率等于位移-位移传递率,这与之前的研究结果一致<sup>[14]</sup>。

## 2.2.2 摩擦元件静摩擦状态( $x_A < f/k_f$ )

摩擦元件处于静摩擦状态,其中摩擦元件可以视为刚性臂。将式(9b)代入式(8)。利用谐波平衡法和无量纲参数,可得

$$\begin{cases} (1 + \gamma_k - \lambda^2 - \mu \lambda^2) x_g + \mu \lambda^2 y_g \cos(\varphi_x - \varphi_y) = \cos \varphi_x \\ 2\zeta_1 \lambda x_g + \mu \lambda^2 y_g \sin(\varphi_x - \varphi_y) = \sin \varphi_x \\ \mu \lambda^2 y_g + \mu (\gamma_\omega^2 - \lambda^2) y_g \cos(\varphi_x - \varphi_y) - \\ 2\zeta_b \lambda \gamma_\omega \mu y_g \sin(\varphi_x - \varphi_y) = 0 \\ \mu (\gamma_\omega^2 - \lambda^2) y_g \sin(\varphi_x - \varphi_y) + \\ 2\zeta_b \lambda \gamma_\omega \mu y_g \cos(\varphi_x - \varphi_y) = 0 \end{cases} \quad (22)$$

通过求解方程组可得到相位角 $\varphi_x(\lambda)$ 和 $\varphi_y(\lambda)$ 、无量纲相对振动振幅 $y_g(\lambda)$ 和无量纲响应振幅 $x_g(\lambda)$ 。通过求解式(12)或式(22)获得相关参数,并在等式(14,18,21)中替换这些参数,以获得被控系统的传递率。

# 3 HFTID 参数优化与隔振性能

## 3.1 参数优化

HFTID 最优参数可通过以下优化程序确定,优化目标为最小化最大传递率。

(1) 首先,在不同结构阻尼比 $\zeta_1$ 条件下对HFTID进行优化设计。将结构阻尼比固定,然后随机组合 $\mu$ 和 $\gamma_k$ 。对每个组合进行计算以确定最佳频率比 $\gamma_{\omega-\text{opt}}$ 、最优阻尼比 $\zeta_{b-\text{opt}}$ 和最佳力比 $\gamma_{f-\text{opt}}$ 。

(2) 通过步骤(1),可以得到不同结构阻尼比下最优参数的表达式,再将不同表达式的系数进行拟合,可得到考虑结构阻尼比的最优参数表达式。

考虑拟合精度和拟合公式的复杂性,采用等式(23),基于最小二乘法,获得了不同最优参数的拟合系数。

$$\begin{cases} \gamma_{\omega-\text{opt}} = a_1 + b_1 \mu + c_1 \gamma_k \\ \zeta_{b-\text{opt}} = a_2 + b_2 \mu + c_2 \gamma_k + d_2 \mu^2 + e_2 \gamma_k^2 + f_2 \mu \gamma_k \\ \gamma_{f-\text{opt}} = a_3 + b_3 \mu + c_3 \gamma_k + d_3 \mu^2 + e_3 \gamma_k^2 + f_3 \mu \gamma_k \end{cases} \quad (23)$$

最终计算得到位移或力传递率的最优参数的近似公式为

$$\begin{cases} \gamma_{\omega-\text{opt}} = 0.9966 + 0.6489 \mu + 0.1662 \gamma_k \\ \zeta_{b-\text{opt}} = 0.0788 + 1.2652 \mu + 0.0490 \gamma_k - \\ 1.7910 \mu^2 - 0.0043 \gamma_k^2 + 0.1306 \mu \gamma_k \\ \gamma_{f-\text{opt}} = (0.0762 - 0.7001 \zeta_1) + \\ (-1.0836 + 10.7051 \zeta_1) \mu + \\ (2.3057 - 15.7054 \zeta_1) \gamma_k + \\ (3.2556 - 34.7580 \zeta_1) \mu^2 + \\ (-1.5123 + 1.3219 \zeta_1) \gamma_k^2 + \\ (-3.9213 + 50.5980 \zeta_1) \mu \gamma_k \end{cases} \quad (24)$$

近似公式的限制条件为 $0.05 \leq \mu \leq 0.25$ , $0 \leq \gamma_k \leq 0.3$ , $0 \leq \zeta_1 \leq 0.03$ 。

## 3.2 隔振性能对比

为比较HFTID和TID系统的隔振性能,惯质比 $\mu$ 和刚度比 $\gamma_k$ 均设置为0.1或0.2。图3给出了最优参数下TID和HFTID两个系统的传递率比较。HFTID的振动控制系统的最大传递率明显小于TID。HFTID比线性TID更有效,尤其是在共振区和低频区。当惯质比 $\mu$ 为0.1时, $\gamma_k=0.1$ 和 $\gamma_k=0.2$ 的HFTID的振动控制系统最大传递率比TID小19.5%和17.1%。当惯质比 $\mu$ 为0.2时,与使用TID的隔振系统相比, $\gamma_k=0.1$ 和 $\gamma_k=0.2$ 的HFTID系统最大传递率分别降低了6.5%和11.8%。应注意的是,在这两种情况下,HFTID系统在高频范围的传递率会增大。本文将传递率的最大值进行最小化作为性能指标,这并不能保证传递率可以在整个频率范围内均具有明显降低效果。

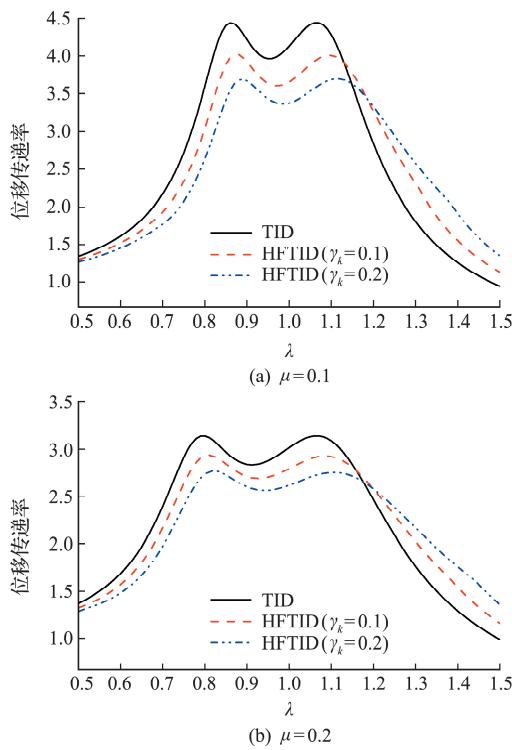


图 3 HFTID 和 TID 系统的位移传递率对比

Fig. 3 Comparison of transmissibility of HFTID and TID systems

## 4 隔震性能评估

为评估 HFTID 系统在实际工程中的有效性, 以 1 座隔振建筑结构为例对 HFTID 的隔震性能进行了研究。该结构为五层基础隔震(BI)建筑, 分别采用 TID 和 HFTID 进行隔震控制, 如图 4 所示。假定结构各层的质量和刚度特性相同,  $m_i = 3500 \text{ kg}$ ,  $k_i = 35000 \text{ kN/m}$ , 其中  $i = \{2, 3, 4, 5, 6\}$ 。基础隔震系统的质量  $m_1$  和刚度  $k_1$  分别为

表 1 随机地震动描述  
Tab. 1 Description of ground motions

3500 kg 和 105 kN/m, 层高为 3 m。在 OpenSees 中建立了简化的有限元模型, 如图 5 所示。

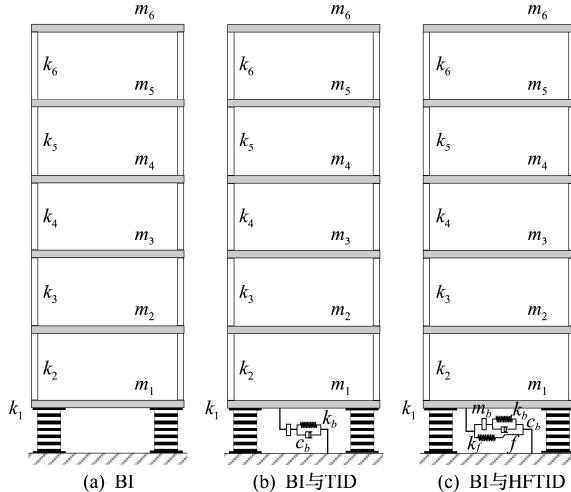


图 4 建筑结构

Fig. 4 Building structure

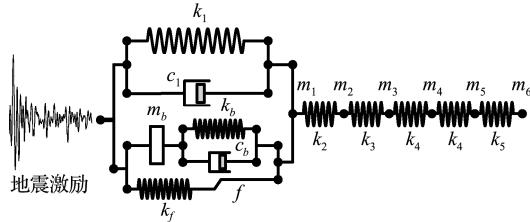


图 5 HFTID 基础隔震五层建筑的有限元模型

Fig. 5 Finite element model of base-isolated five-story building with HFTID

建筑场地的峰值地面加速度为 0.2g, 特征周期为 0.55 s。根据特征周期, 从地震动数据库中随机选择 20 个地震波, 并将峰值加速度调整为 0.2g, 20 个地震波的具体信息列入表 1。

编号	地震动名称	年份	站台	机制
1	Helena_Montana-01	1935	Carroll College	Strike slip
2	Humbolt Bay	1937	Ferndale City Hall	Strike slip
3	Kern County	1952	LA-Hollywood Stor FF	Reverse
4	Northern Calif-02	1952	Ferndale City Hall	Strike slip
5	Southern Calif	1952	San Luis Obispo	Strike slip
6	Central Calif-01	1954	Hollister City Hall	Strike slip
7	San Francisco	1957	Golden Gate Park	Reverse
8	Central Calif-02	1960	Hollister City Hall	Strike slip
9	Parkfield	1966	Cholame-Shandon Array # 12	Strike slip
10	Northern Calif-05	1967	Ferndale City Hall	Strike slip
11	Borrego Mtn	1968	San Onofre-So Cal Edison	Strike slip
12	Imperial Valley-02	1940	El Centro	Strike slip
13	Kern County	1952	Taft Lincoln School	Reverse
14	Northridge-01	1994	Northridge-Saticoy	Reverse
15	San Fernando	1971	Santa Felita Dam (Outlet)	Reverse
16	Lytle Creek	1970	Santa Anita Dam	Reverse
17	San Fernando	1971	Fairmont Dam	Reverse
18	Managua_Nicaragua-01	1972	Managua_ESSO	Strike slip
19	Point Mugu	1973	Port Hueneme	Reverse
20	Northern Calif-07	1975	Cape Mendocino	Strike slip

由于基础隔震系统的刚度  $k_1$  远小于结构每层的刚度  $k_i$ , 因此可将基础隔震建筑视为单自由度结构, 以获得 TID 或 HFTID 的最佳调谐参数。HFT-ID 和 TID 的惯质比均取 0.1, HFTID 的刚度比为 0.1。基于上述参数, HFTID 的最佳调谐参数可根据式(24)获得,  $\gamma_{\omega-\text{opt}}=0.9483$ ,  $\zeta_{b-\text{opt}}=0.1936$ ,  $\gamma_{f-\text{opt}}=0.1561$ , TID 的最优参数可根据已有文献[15]计算得到,  $\gamma_{\omega-\text{opt}}=0.9268$ ,  $\zeta_{b-\text{opt}}=0.1899$ 。

显然, 通过理论计算得到的最优调谐参数都是无量纲参数。在实际应用中, 需要确定阻尼器的物理质量、弹簧刚度、阻尼系数和摩擦力。特别是摩擦元件的摩擦力  $f$  与外部激励的振幅有关, 在地震激励的情况下, 外激励是随机的, 因此不可能直接获得最佳摩擦力。本文按最不利的情况进行取值, 即地震最大响应, 将地震加速度峰值和结构总质量相乘得到的惯性力可用作近似优化计算的激励幅值。主结构的总质量为 21000 kg, 地面加速度峰值为  $1.96 \text{ m/s}^2$ , 近似的激振力幅值为 41160 N, 最佳摩擦力为 6425 N, 具体关键参数列入表 2。

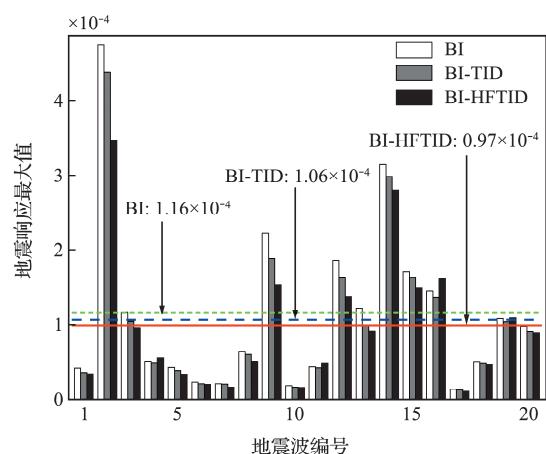
表 2 HFTID 的最佳参数

Tab. 2 Optimal parameters of HFTID

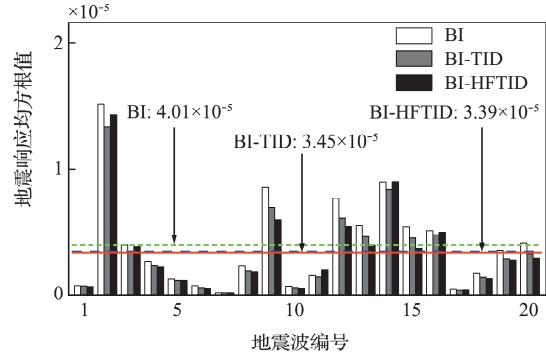
参数名称	数值	参数名称	数值
主结构总质量/kg	21000	$k_f/\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	10500
地面峰值加速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	1.96	$c_b/\text{N} \cdot (\text{m} \cdot \text{s})^{-1}$	771
近似激振力幅值/N	41160	$k_b/\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	1889
$b/\text{kg}$	2100	$f/\text{N}$	6425

图 6 显示了 BI 系统、BI-TID 系统以及 BI-HFTID 系统在不同地震波下的层间位移角的最大值和均方根值, 其中层间位移角定义为层间相对位移与层高之比( $\Delta\mu/h$ )。

图 6 的水平线是 20 条地震响应平均值。HFT-ID 的控制性能优于 TID。与 TID 的基础隔震建筑相比, HFTID 的基础隔震建筑在 20 条地震动下的最大地震响应平均值降低了约 8.4%。然而, 在地面运动 Northern Califa-02(第 4 条地震波)和 Lytle Creek(第 16 条地震波)的情况下, HFTID 隔震建筑的最大层间位移角大于 TID 隔震建筑的最大层间位移角。与最大层间位移相比, 层间位移均方根的平均值没有显著降低。这表明 HFTID 不能同时降低层间位移角的最大值和均方根值。图 7 显示了隔震建筑在 Humboldt Bay 和 Parkfield 地震作用下的时程响应曲线。显然, HFTID 可能会降低最大值, 但会放大层间位移角的均方根值。如图 7(a)所示, HFTID 系统的最大层间位移角显著降低, 但在特定时间段(如 20 s~60 s)的控制效果



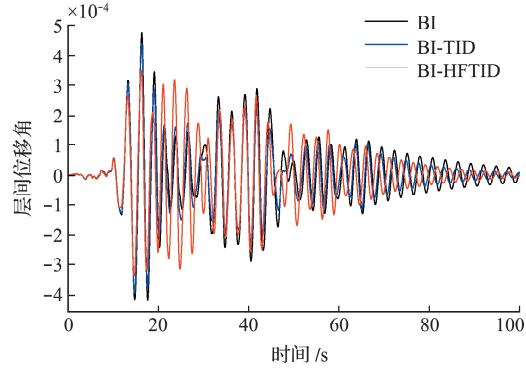
(a) 最大值  
(a) Maximum value



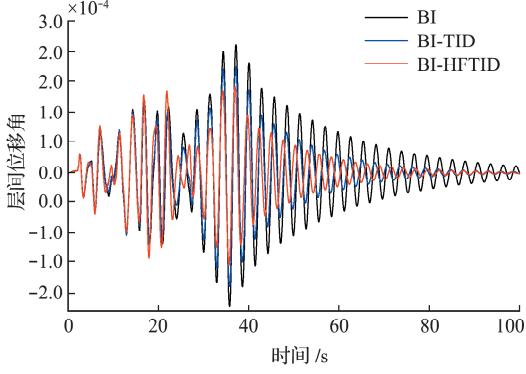
(b) 均方根值  
(b) Root mean square value

图 6 建筑物底部层间位移比较

Fig. 6 Comparison of inter-storey drift at building bottom



(a) Humboldt bay



(b) Parkfield

图 7 建筑物底部层间位移角的时程曲线

Fig. 7 Time history curves of inter-storey drift at building bottom

可能更差,这导致均方根值降低较差。这主要是由于HFTID的参数优化基于峰值地面加速度,而不是每个局部最大加速度。然而,增加的局部最大值远小于峰值响应,因此上述方法对地震响应控制是合理的。如果期望控制每个局部最大值,则必须采用主动控制或半主动控制。图7(b)中,HFTID可显著降低时程曲线的最大值和局部最大值,这主要是由于强震持续时间短,强震后自由衰减过程长。

图8显示了隔震建筑在20次地震动作用下的TID和HFTID的最大轴向力。HFTID中TID的最大轴向力明显小于单个TID,大部分轴向力由摩擦元件承担,摩擦元件在HFTID中起保护作用。如果TID轴力过大,将导致惯容器中的滚珠(滚珠丝杠机构)或齿轮(齿条齿轮机构)变形,从而减弱减振效果。此外,过大的轴向力也会导致阻尼元件漏油。在HFTID中,摩擦元件承受了大量的力,摩擦元件的内力不会因加速度或速度过大而受损。与TID相比,在HFTID中引入摩擦元件提高了耗能装置本身的鲁棒性。

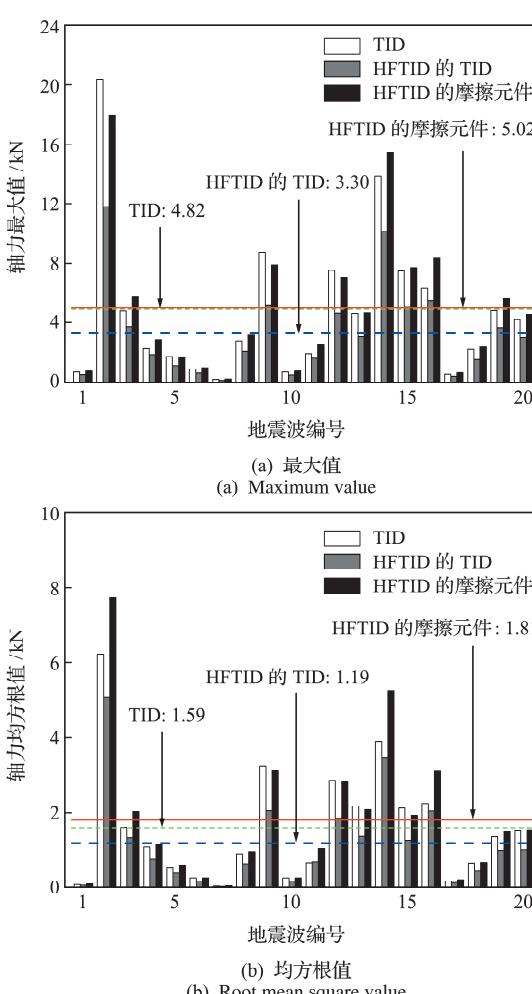


图8 不同地震波的TID和HFTID轴向力

Fig. 8 Axial force of TID and HFTID for different seismic waves

## 5 结 论

本文研究了一种新型非线性阻尼器HFTID。采用谐波平衡方法,研究了具有HFTID的单自由度振动控制系统的力和位移传递率,并推导出了HFTID最优参数的近似表达式,可以根据实际需要调整减振效果,为工程实践中HFTID的参数设计提供一种合适的方法。HFTID在降低结构在多条地震波作用下的最大地震响应方面具有明显的优势,这表明HFTID具有很强的适用性。综上所述,HFTID在建筑和桥梁结构抗震、桥梁拉索振动、车辆悬挂系统和其他机械隔震问题上具有潜在的应用前景。

## 参 考 文 献 (References):

- [1] 李亚峰,李寿英,王健钟,等.齿轮齿条式电涡流阻尼器的力学性能研究[J].土木工程学报,2020,53(3):44-50. (LI Ya-feng, LI Shou-ying, WANG Jian-zhong, et al. Study on mechanical properties of eddy current damping-rack and gear damper [J]. China Civil Engineering Journal, 2020, 53(3): 44-50. (in Chinese))
- [2] Smith M C. Synthesis of mechanical networks: The inerter [J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2002, 47(10):1648-1662.
- [3] Makris N, Kampas G. Seismic protection of structures with supplemental rotational inertia[J]. Journal of Engineering Mechanics, 2016:04016089.
- [4] 黄智文.电涡流阻尼器理论研究及其在桥梁竖向涡振控制中的应用[D].湖南大学,2016. (HUANG Zhi-wen. Theoretical Study on Eddy Current Damper and Its Application in Bridge Vertical Vortex Vibration Control[D]. Hunan University, 2016. (in Chinese))
- [5] 刘良坤,谭平,闫维明,等.具有调谐惯容阻尼器的建筑结构减震设计[J].振动、测试与诊断,2018,38(4):751-757,873. (LIU Liang-kun, TAN Ping, YAN Wei-ming, et al. The seismic mitigation design of tuned inerter damper for building structure [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(4):751-757,873. (in Chinese))
- [6] Zhao Z P, Zhang R F, Jiang Y Y, et al. A tuned liquid inerter system for vibration control[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2019, 164:105171.
- [7] Pietrosanti D, De Angelis M, Basili M. Optimal design and performance evaluation of systems with Tuned Mass Damper Inerter (TMDI)[J]. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2017, 46(8):1367-1388.

- [8] Cao L Y, Li C X, Chen X. Performance of multiple tuned mass dampers-inerters for structures under harmonic ground acceleration [J]. *Smart Structures and Systems*, 2020, **26**: 49-61.
- [9] Siami A, Cigada A, Karimi H, et al. Vibration protection of a famous statue against ambient and earthquake excitation using a tuned inerter-damper [J]. *Machines*, 2017, **5**(4): 33.
- [10] 周强,姜文,刘肖.位移相关摩擦阻尼器基础隔震结构地震响应分析[J].振动与冲击,2016,35(22):204-208. (ZHOU Qiang, JIANG Wen, LIU Xiao. Seismic response of base isolated structure with displacement dependent friction dampers[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2016, **35**(22):204-208. (in Chinese))
- [11] Ferri A A. Friction damping and isolation systems [J]. *Journal of Mechanical Design*, 1995, **117** (B): 196-206.
- [12] Wang M. Feasibility study of nonlinear tuned mass damper for machining chatter suppression [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, **330** (9): 1917-1930.
- [13] Wang M, Zan T, Yang Y Q, et al. Design and implementation of nonlinear TMD for chatter suppression: An application in turning processes [J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 2010, **50**(5):474-479.
- [14] Chopra A K. *Dynamics of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering* [M]. Hoboken, NJ: Pearson, 2017.
- [15] Pan C, Zhang R F. Design of structure with inerter system based on stochastic response mitigation ratio [J]. *Structural Control and Health Monitoring*, 2018, **25**(6):e2169.

## Study on isolation of structure with hysteretic friction tuned inerter damper

TAI Yu-ji<sup>1,2</sup>, ZHOU Shuai<sup>1,3</sup>, HUA Xu-gang<sup>\*1,2</sup>

(1. Wind Engineering Test and Research Center, Hunan University, Changsha 410082, China;

2. National Key Laboratory of Bridge Engineering Safety and Toughness, Hunan University, Changsha 410082, China;

3. China Construction Fifth Engineering Division Co., Ltd., Changsha 410082, China)

**Abstract:** This paper studies the application of a new nonlinear damper, hysteretic friction tuned inerter damper (HFTID), in the seismic control of engineering structures. This HFTID is composed of a tuned inerter damper (TID) and hysteretic spring friction elements in parallel. Firstly, the transmissibility of force and displacement of the single-degree of freedom HFTID system is derived by harmonic balance method. Then the tuning parameters of the HFTID are optimized, and the approximate expression of the optimal parameters of the HFTID is obtained. The damping effects of HFTID and TID vibration control system are compared. The results show that the HFTID can further reduce the transmissibility of vibration control system compared with TID. Finally, taking a multi-storey isolated structure as an example, the isolation effect of the HFTID is compared with TID. The results show that the HFTID has greater advantages in reducing the peak value and root mean square value of seismic response than TID, which verifies the effectiveness and practicability of HFTID in reducing seismic response. HFTID has a potential application prospect for seismic isolation of buildings and bridges, vehicle suspension systems and other mechanical isolation problems.

**Key words:** isolation; tuned inerter damper; friction element; seismic response; optimal design

引用本文/Cite this paper:

台玉吉,周帅,华旭刚.滞回摩擦型调谐惯质阻尼器结构隔震研究[J].计算力学学报,2023,40(5):678-685.

TAI Yu-ji, ZHOU Shuai, HUA Xu-gang. Study on isolation of structure with hysteretic friction tuned inerter damper [J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2023, **40**(5):678-685.