

# 摆式调谐磁性液体阻尼器减振性能研究<sup>\*</sup>

杨文荣<sup>1,2</sup>, 芦学辉<sup>1,2</sup>, 张雨蒙<sup>1,2</sup>, 张恒<sup>1</sup>, 薛双<sup>1</sup>

(1. 河北工业大学省部共建电工装备可靠性与智能化国家重点实验室 天津, 300130)

(2. 河北工业大学河北省电磁场与电器可靠性重点实验室 天津, 300130)

**摘要** 针对传统摆式调谐质量阻尼器(pendulum tuned mass damper, 简称 PTMD)在高耸结构振动抑制方面存在对激励频率敏感、自身频率不可调的问题,提出一种基于磁性液体的新型半主动调谐阻尼器,即摆式调谐磁性液体阻尼器(pendulum tuned magnetic fluid damper, 简称 PTMFD),将磁性液体作为阻尼液,通过调节电流实现半主动控制。首先,建立了减振系统等效动力学模型,并推导阻尼器固有频率表达式,从理论上验证了 PTMFD 固有频率受电流控制;其次,以振动主体结构动态位移放大因子为目标函数,使用麻雀搜索算法确定了 PTMFD 最优设计参数;最后,通过自由衰减、简谐激励和随机激励实验,验证了 PTMFD 的调谐减振性能。结果表明:PTMFD 最高可使自由衰减时间减少 47.8%,简谐激励下的位移响应最高减少 24.8%,随机激励下的峰值位移响应减小 48.5%;不同激励下 PTMFD 的减振性能均优于被动式 PTMD,且具有响应速度快、控制简单的特点。

**关键词** 磁性液体;半主动调谐;摆式阻尼器;减振性能

**中图分类号** TH136

## 0 引言

风力涡轮机、高层建筑等高耸结构极易受外部激励影响产生低频大振幅振动<sup>[1]</sup>,因而高耸结构的振动控制问题备受关注。目前,调谐质量阻尼器(tuned mass damper, 简称 TMD)是抑制高耸结构振动常用的被动控制装置<sup>[2]</sup>,其通常由质量、刚度、阻尼元件构成<sup>[3]</sup>。当 TMD 刚度元件由摆锤结构提供时,即为摆式调谐质量阻尼器(PTMD)。PTMD 广泛应用于高耸结构振动控制中,一般分为被动式和半主动式。Sun 等<sup>[4]</sup>提出一种用于海上风力涡轮机双向振动的 3D-PTMD。Fang 等<sup>[5]</sup>提出一种摆式柱中柱阻尼器,用于抑制高耸结构振动。被动式 PTMD 具有结构简单、成本低等优点,但仅在单一频率下与主结构实现谐振,面对外界激励的复杂性和不确定性,被动式 PTMD 易发生失谐现象,导致减振效果降低。半主动阻尼器可通过控制机械性能来改变阻尼器频率实现调谐减振。因此,相关学者致力于半主动控制工作的研究<sup>[6-8]</sup>,以适应不可预测的外界激励。

为解决被动式 TMD 在非平稳激励下的失谐效应,Lu 等<sup>[9-10]</sup>通过可控非线性阻尼的控制策略来提高阻尼器减振性能。Wang 等<sup>[11]</sup>提出了一种自调节

可变摆 TMD,通过微控制器和步进电机的配合,调节摆长改变阻尼器频率。Shu 等<sup>[12]</sup>针对燃煤发电厂提出了一种长度自适应 PTMD,用于抑制地震响应。Nagarajaiah 等<sup>[13]</sup>研究了一种基于形状记忆合金的自适应长度 PTMD。Maddah 等<sup>[14]</sup>提出一种用于控制旋转机械振动的新型半主动摆式阻尼器,通过调整 2 个摆锤系统的旋转角度来改变频率,从而实现半主动控制。通过改变摆锤长度或旋转角等方式实现半主动控制的 PTMD 响应速度较慢,一般为秒级。

随着智能材料的发展,将智能材料应用于阻尼器中实现半主动控制的研究日益广泛。基于智能材料的 PTMD 可实现机械性能的近似瞬时调节。磁流变流体和磁性液体为目前阻尼器半主动控制中较为常见的智能材料,通过控制磁场改变阻尼特性实现半主动控制,响应速度可达到毫秒级,且控制简单<sup>[15]</sup>。磁流变流体凭借大屈服应力和阻尼力,广泛应用于半主动阻尼器领域<sup>[16-17]</sup>。然而,磁流变流体易沉淀,稳定性较差。

与磁流变流体不同,磁性液体是一种由磁性纳米颗粒、基载液和表面活性剂组成的稳定胶体液,不易沉淀。磁性液体凭借其稳定性以及优异的磁学特性,在阻尼领域具有显著优势<sup>[18]</sup>。Yao 等<sup>[19]</sup>提出了

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51877066);河北省省级科技计划资助项目(21567605H)

收稿日期:2023-08-13;修回日期:2023-11-09

一种基于磁性液体一阶浮力原理的磁性液体减振器,并研究了磁性液体质量对阻尼性能的影响。杨晓锐等<sup>[20]</sup>提出一种活塞式磁性液体阻尼器,可通过调节线圈电流改变磁性液体黏度来调节黏性力,以达到最佳减振效果。

本研究提出一种适用于高耸结构减振的新型半主动阻尼器PTMFD。将磁性液体作为智能阻尼介质,通过控制电流改变阻尼器固有频率实现半主动控制。首先,建立PTMFD固有频率理论模型;其次,对PTMFD进行优化设计;最后,通过自由衰减、简谐激励和随机激励实验,验证PTMFD的调谐减振性能。所提出的PTMFD具有半主动调谐、控制简单、响应速度快、稳定性高及全方位减振等优点。

## 1 理论分析

### 1.1 PTMFD减振原理

PTMFD的3D结构如图1所示。摆球通过螺纹与连接杆相连,连接杆通过万向关节轴承和内六角螺母与外壳连接,可实现全方位减振。磁性液体装在空心球内部,线圈缠绕在非磁性圆柱形外壳上,为磁性液体提供可变磁场。

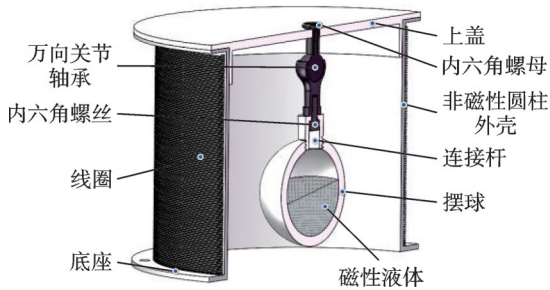


图1 PTMFD的3D结构

Fig.1 3D structure of PTMFD

主结构在受到外界激励时会发生振动,此时阻尼器会跟随主结构一起振动,并提供反向阻尼力抑制结构振动。通过调节线圈电流改变磁性液体磁矩,从而改变PTMFD固有频率,使阻尼器与主结构发生共振,达到调谐减振的目的。通过控制电流进行调谐减振的方式具有响应速度快、控制简单等优点。

### 1.2 固有频率理论模型

为研究PTMFD减振特性,需建立减振系统动力学模型。减振系统动力学模型如图2所示,圆柱形外壳与主结构刚性连接,外壳和主结构(统称为振动主体结构)简化为质量为 $M$ 、阻尼为 $C_s$ 和刚度为

$K_s$ 的单自由度弹簧系统。PTMFD的摆长为 $l$ ,质量为 $m_d$ ,旋转刚度和旋转阻尼分别为 $k_d$ 和 $c_d$ 。其中,半径为 $b$ 的小球内装有质量为 $m_l$ 的磁性液体,小球带着磁性液体一起摆动,从而实现调谐减振。 $x$ 为振动主体结构相对于地面的位移, $\theta$ 为摆球相对于圆柱形外壳中心线运动的角位移。

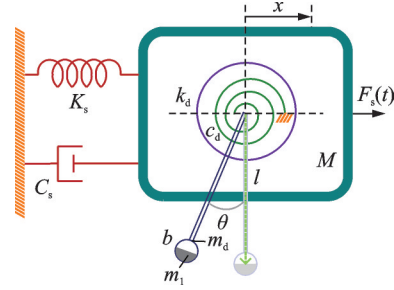


图2 减振系统动力学模型

Fig.2 Dynamic model of damping system

采用拉格朗日方程对减振系统进行动力学建模,对于非保守系统,需要考虑黏性阻尼的瑞利耗散函数 $W$ ,拉格朗日方程为

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} + \frac{\partial W}{\partial \dot{q}_j} = Q_j \quad (1)$$

其中: $L=T-V$ , $T$ 为系统总动能, $V$ 为系统总势能; $q_j$ 为第 $j$ 个广义坐标; $Q_j$ 为对应的广义力; $j=1,2,\dots$ ;对于该减振系统,广义坐标分别为 $q_1=x, q_2=\theta$ 。

减振系统总动能 $T$ 包括振动主体结构动能、摆球动能以及磁性液体动能,动能可分为水平和竖直2个方向,即

$$T = \frac{1}{2} M (\dot{x})^2 + \frac{1}{2} (m_d + m_l) (\dot{l} \sin \theta)^2 + \frac{1}{2} (m_d + m_l) (\dot{x} + \dot{l} \cos \theta)^2 \quad (2)$$

其中: $x, \dot{x}, \ddot{x}$ 分别为振动主体结构在激励作用下产生的水平方向位移、速度、加速度; $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ 分别为摆球相对于圆柱形外壳中心线运动的角位移、角速度、角加速度。

系统总势能 $V$ 包括弹簧弹性势能、摆球和磁性液体重力势能和磁性液体磁势能 $E_p$ ,即

$$V = \frac{1}{2} K_s x^2 - (m_d + m_l) g l \cos \theta + \frac{1}{2} k_d \theta^2 + E_p \quad (3)$$

式(3)中, $E_p$ 来源于磁性液体内部磁性纳米颗粒,磁性颗粒磁势能与磁性颗粒磁矩矢量 $a_p$ 和其所处磁场的磁感应强度 $B$ 有关,即

$$E_p = -B \cdot a_p = -B m_p \cos \varphi \quad (4)$$

其中: $\varphi$ 为磁感应强度 $B$ 与磁矩矢量 $a_p$ 的夹角。

由于磁性液体具有超顺磁性,对于磁性液体中悬浮的磁性颗粒,在外磁场下,磁性颗粒的磁矩矢量

$a_p$ 与外磁场 $B$ 平行。因此,磁性液体中磁性颗粒势能为

$$E_p = -Ba_p \quad (5)$$

其中: $B$ 为磁感应强度大小; $a_p$ 为磁矩大小。

阻尼器内部磁场由 $N$ 匝线圈提供,半径 $Z$ 、高度 $H$ 的圆柱形螺线管中心轴线上的磁感应强度大小为 $B =$

$$\frac{1}{2} \mu_0 n I \left[ \frac{l \cos \theta}{\sqrt{Z^2 + (l \cos \theta)^2}} + \frac{H - l \cos \theta}{\sqrt{Z^2 + (H - l \cos \theta)^2}} \right] \quad (6)$$

其中: $\mu_0$ 为真空磁导率; $n$ 为单位长度线圈匝数, $n = N/H$ ; $I$ 为线圈电流。

将式(6)代入式(5)可得,磁性颗粒磁场势能为 $E_p =$

$$-a_p \frac{1}{2} \mu_0 n I \left[ \frac{l \cos \theta}{\sqrt{Z^2 + (l \cos \theta)^2}} + \frac{H - l \cos \theta}{\sqrt{Z^2 + (H - l \cos \theta)^2}} \right] \quad (7)$$

黏性阻尼的瑞利耗散函数 $W$ 为

$$W = \frac{1}{2} C_s \dot{x}^2 + \frac{1}{2} c_d \dot{\theta}^2 \quad (8)$$

对于该减振系统,当广义坐标分别为 $x$ 和 $\theta$ 时,对应的非保守广义力分别为

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_d}{(m_d + m_1)l^2} + \frac{g}{l} - \frac{a_p \frac{1}{2} \mu_0 n I \left[ -Z^2 / [Z^2 + l^2]^{\frac{3}{2}} + Z^2 / [Z^2 + (H - l)^2]^{\frac{3}{2}} \right]}{(m_d + m_1)l}} \quad (12)$$

由式(12)可知,PTMFD固有频率与摆线长度 $l$ 、小球质量 $m_d$ 、磁性液体质量 $m_1$ 、电流 $I$ 、单位长度线圈匝数 $n$ 、圆柱形外壳半径 $Z$ 、高度 $H$ 以及磁性颗粒磁矩大小 $a_p$ 有关。当确定阻尼器结构尺寸后,通过调节线圈电流 $I$ ,可控制磁矩大小 $a_p$ 改变阻尼器固有频率,即可以通过调节电流实现半主动调谐。

## 2 最优参数设计

阻尼器阻尼比和调谐频率比的变化均会影响阻尼器减振性能。为提高PTMFD减振性能,需确定其最佳设计参数。

在激励 $F_s = F e^{i\omega t}$ 作用下,设振动主体结构 and 阻尼器的位移分别为 $x(t) = \bar{X} e^{i\omega t}$ 和 $y(t) = \bar{Y} e^{i\omega t}$ 。其中: $\bar{X}$ 和 $\bar{Y}$ 分别为结构和阻尼器的复位移。代入式(10)整理可得

$$\begin{cases} Q_1 = F_s \\ Q_2 = -\eta_{MF} \frac{b \dot{\theta} \sqrt{R_e}}{5h} \end{cases} \quad (9)$$

其中: $F_s$ 为外界激励力; $Q_2$ 为流体与固体壁面的摩擦切应力; $\eta_{MF}$ 为磁性液体的动力黏度; $R_e$ 为磁性液体的雷诺数; $h$ 为流体沿壁面所流过的长度。

假设摆球在平衡位置附近作小幅摆动,故取 $\sin \theta \approx \theta$ , $\cos \theta \approx 1$ ,忽略二阶及以上的项。将式(2)、(3)、(7)、(8)、(9)代入式(1),整理并化简可得减振系统的运动微分方程为

$$\begin{cases} (M + m_d + m_1) \ddot{x} + (m_d + m_1) l \ddot{\theta} + C_s \dot{x} + K_s x = F_s \\ (m_d + m_1) l \ddot{x} + (m_d + m_1) l^2 \ddot{\theta} + (c_d + \eta_{MF} b \sqrt{R_e} / 5h) \dot{\theta} + [k_d - A + (m_d + m_1) gl] \theta = 0 \end{cases} \quad (10)$$

式(10)中,有

$$A = a_p \frac{1}{2} \mu_0 n I \left[ -Z^2 / [Z^2 + l^2]^{\frac{3}{2}} + Z^2 / [Z^2 + (H - l)^2]^{\frac{3}{2}} \right] \quad (11)$$

由式(10)中PTMFD的等效刚度和等效质量可得,PTMFD固有频率 $f$ 为

$$\begin{cases} [-(M + m) \omega^2 + i \omega C_s + K_s] \bar{X} + (-m l \omega^2) \bar{Y} = F \\ (-m l^2 \omega^2 + C_{eq} i \omega + K_{eq} + m g l) \bar{Y} + (-m l \omega^2) \bar{X} = 0 \end{cases} \quad (13)$$

其中: $m = m_d + m_1$ ;  $C_{eq} = c_d + \eta_{MF} b \sqrt{R_e} / 5h$ ;  $K_{eq} = k_d - A$ 。

求解式(13),可得振动主体结构位移值为

$$X = \frac{\sqrt{(m g l + K_{eq} - m l^2 \omega^2)^2 + (C_{eq} l^2 \omega)^2} F}{|S(\omega)|} \quad (14)$$

式(14)中,有

$$S(\omega) = K_s (K_{eq} + m g l) + i \omega (C_s K_{eq} + C_{eq} K_s l^2 + C_s m g l) - \omega^2 (m K_{eq} + M K_{eq} + C_{eq} C_s l^2 + K_s l^2 m + m^2 g l + M m g l) - i \omega^3 l^2 (C_{eq} M + C_s m + C_{eq} m) + \omega^4 l^2 M m \quad (15)$$

振动主体结构在激励作用下的静位移为 $X_0 = F / K_s$ ,定义参数质量比(量纲一的量) $\mu = m / M$ 、结构阻尼比 $\xi = C_s / 2M \omega_s$ 、阻尼器阻尼比 $\xi_d = C_{eq} / 2m l^2 \omega_d$ ,调谐频率比 $\beta = \omega_d / \omega_s$ ,激励频率比 $\alpha = \omega / \omega_s$ 。振动主体结构固有频率 $\omega_s$ 和阻尼器固有频率 $\omega_d$ 分别为

$$\begin{cases} \omega_s = \sqrt{\frac{K_s}{M}} \\ \omega_d = \sqrt{\frac{K_{eq} + mgl}{ml^2}} \end{cases} \quad (16)$$

将参数 $\mu$ 、 $\xi$ 、 $\xi_d$ 、 $\beta$ 、 $\alpha$ (均为量纲一的量)以及 $\omega_s$ 、 $\omega_d$ 代入式(15)和式(16),求解 $X$ 与静位移的比值即为动态位移放大因子 $D$ ,振动主体结构的 $D$ 为

$$D = \frac{X}{X_0} = \frac{\sqrt{(\beta^2 - \alpha^2)^2 + (2\alpha\beta\xi_d)^2}}{\sqrt{\Delta}} \quad (17)$$

式(17)中,有

$$\Delta = [\alpha^4 - \alpha^2(1 + \beta^2\mu + \beta^2 + 4\xi\xi_d\beta) + \beta^2]^2 + 4\{-\alpha^3[(\mu + 1)\xi_d\beta + \xi]\alpha\beta(\beta\xi + \xi_d)\}^2 \quad (18)$$

为使振动主体结构动态位移放大因子峰值最小化,基于式(17)建立的适应度函数可表示为

$$f_{\text{fitness}} = \min D_{\text{peak}} \quad (19)$$

其中: $D_{\text{peak}}$ 为振动主体结构动态位移放大因子峰值。

相较于遗传算法、粒子群算法等,麻雀搜索算法具有收敛速度更快、搜索精度更高、稳定性更好、控制参数少且易于实现等优势<sup>[21]</sup>。优化算法参数设置如表1所示。

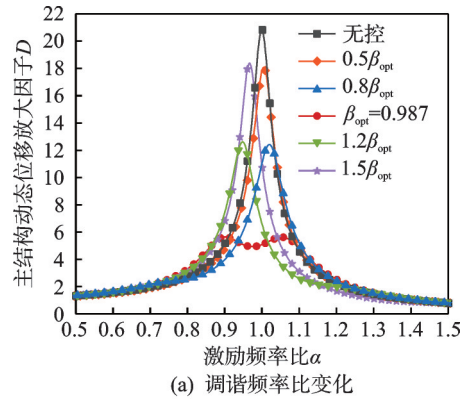
表1 优化算法参数设置

Tab.1 Settings of optimization algorithm parameters

| 参数   | 数值  | 参数    | 占比/% |
|------|-----|-------|------|
| 种群规模 | 100 | 预警者比重 | 10   |
| 迭代次数 | 500 | 发现者比重 | 20   |

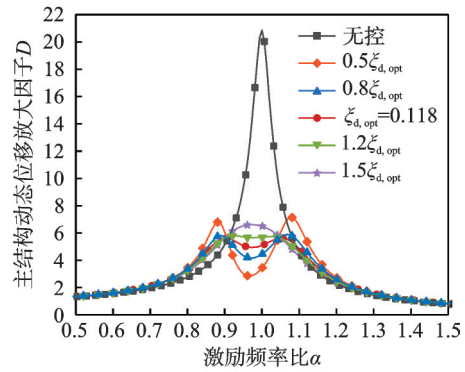
优化参数为调谐频率比 $\beta$ 和阻尼器阻尼比 $\xi_d$ , $\beta$ 范围为0.75~1.25, $\xi_d$ 范围为0~0.2。其中,质量比 $\mu=5\%$ ,振动主体结构阻尼比 $\xi=1.89\%$ 。经寻优后,阻尼器最优参数为 $\beta_{\text{opt}}=0.987$ , $\xi_{d,\text{opt}}=0.118$ 。通过改变激励频率比 $\alpha$ ,分析调谐频率比 $\beta$ 和阻尼器阻尼比 $\xi_d$ 对振动主体结构动态位移放大因子 $D$ 影响,以及验证优化结果有效性。不同参数下动态位移放大因子 $D$ 的变化如图3所示。

由图3(a)可得,PTMFD存在时,动态位移放大因子 $D$ 均得到降低,但在最佳调谐频率比 $\beta_{\text{opt}}$ 下的降低幅度最大,峰值动态位移放大因子可降低73.7%。这表明,相较于无控和未调谐情况,PTMFD调谐可显著抑制结构振动,减振效果更佳。由图3(b)可得,增加阻尼器阻尼可使 $D$ 峰值降低。当 $\xi_d=\xi_{d,\text{opt}}$ 时,动态位移放大因子峰值最小。因此,在最佳调谐频率比 $\beta_{\text{opt}}=0.987$ ,阻尼器阻尼比 $\xi_{d,\text{opt}}=0.118$ 时,PTMFD的减振性能较好。此时,PTMFD的最优参



(a) 调谐频率比变化

(a) Changes in tuning frequency ratio



(b) 阻尼比变化

(b) Changes in damping ratio

图3 不同参数下动态位移放大因子 $D$ 的变化

Fig.3 Changes of dynamic displacement amplification factor under different parameters

数设计如下:摆线长度为74 mm;小球半径为32 mm;小球质量为126.6 g;磁性液体质量为118 g;圆柱形外壳半径为80 mm;高度为140 mm;厚度为1.5 mm;外部缠绕线圈为1 200匝;线圈直径为1 mm。

由式(12)可知,在确定阻尼器结构尺寸后,其固有频率只与线圈电流有关。因此,可通过调节电流改变磁场实现半主动控制。对线圈产生的磁场进行仿真分析,图4为 $I=1$  A时阻尼器空间磁场分布。

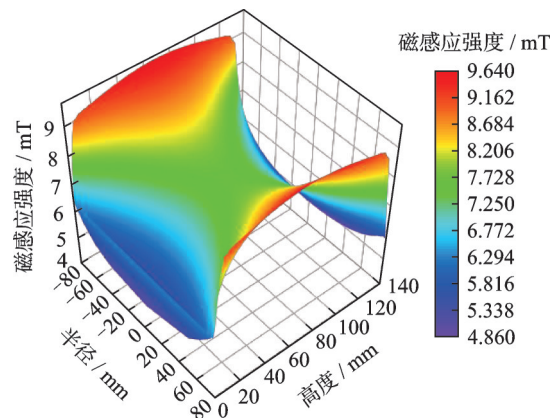


图4  $I=1$  A时阻尼器空间磁场分布

Fig.4 Spatial magnetic field distribution of dampers at  $I=1$  A

由图4可得,阻尼器内部磁场沿中心轴线呈对称分布,且从一侧到另一侧呈先减小后增大趋势。不同电流下中心轴线的平均磁感应强度如图5所示。

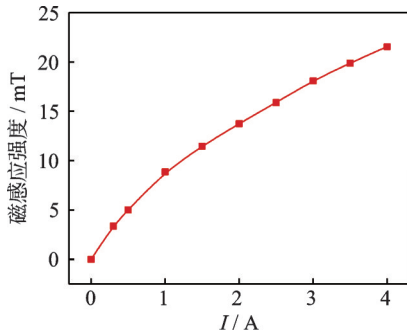


图5 不同电流下中心轴线的平均磁感应强度

Fig.5 Average magnetic flux density of central axis under different currents

由图5可得,在 $I=4\text{ A}$ 时,中心轴线平均磁感应强度最大为 $21.55\text{ mT}$ 。以阻尼器中心轴线的平均磁感应强度作为垂直于轴线平面的磁感应强度计算阻尼器固有频率,将相关参数代入式(12),可得固有频率 $f$ 为

$$f = 0.159 \sqrt{209.61 - 20.21I} \quad (20)$$

在 $0\sim 4\text{ A}$ 的电流范围内,PTMFD固有频率可调节范围为 $2.30\sim 1.81\text{ Hz}$ 。因此,可通过调节电流改变磁场,从而改变PTMFD固有频率,实现半主动控制。

### 3 实验验证

#### 3.1 实验装置

为测试阻尼器调谐减振性能,使用可调高度的单自由度框架模拟高耸结构搭建振动测试平台,以进行自由衰减、简谐激励和随机激励振动实验。单自由度框架由非磁性磷铜板制成,尺寸为 $300\text{ mm}\times 300\text{ mm}\times 600\text{ mm}$ ,厚度为 $1\text{ mm}$ ,可调高度范围为 $400\sim 600\text{ mm}$ 。当高度为 $489\text{ mm}$ 时,刚度、阻尼系数和固有频率分别为 $985.9\text{ N/m}$ 、 $16.9\text{ N}\cdot\text{s/m}$ 和 $1.95\text{ Hz}$ 。

为模拟外界激励,采用电磁激振器施加激励信号,激励信号的频率和幅值可通过信号发生器和功率放大器进行调节。为研究结构动态响应,采用加速度传感器采集结构顶端加速度信号。采用DASP软件系统对加速度信号进行处理。阻尼器位于单自由框架顶端,通过螺纹与单自由度框架实现刚性连接。根据PTMFD最优参数设计所确定的具体尺寸,由树脂材料通过3D打印制成实物。采用直流电源改变阻尼器电流进行调谐减振,实验装置如图6所示。

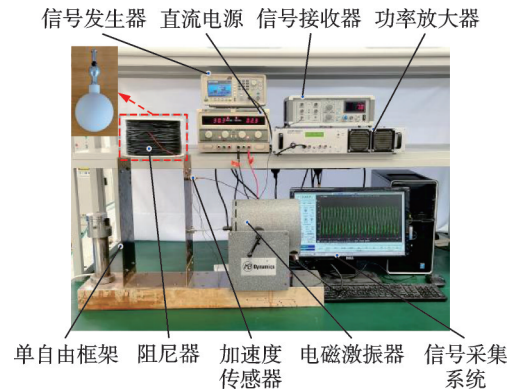


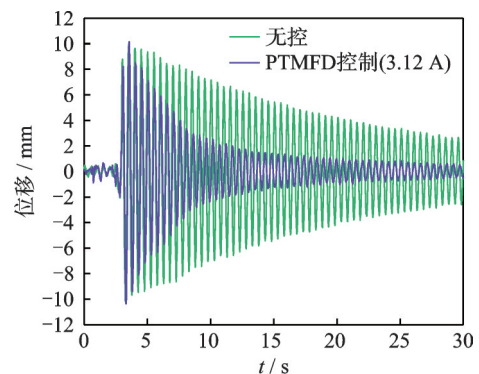
图6 实验装置

Fig.6 Experimental setup

#### 3.2 自由衰减振动实验

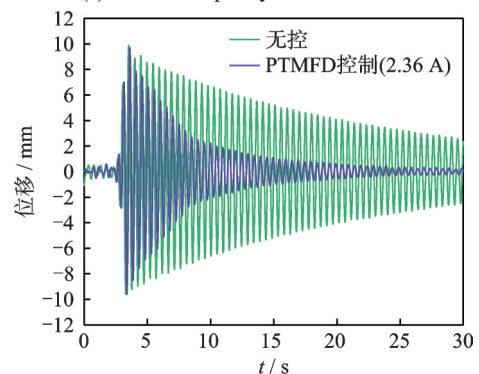
为分析测试有无阻尼器时振动主体结构固有频率和阻尼比的变化,进行自由衰减振动实验。将单自由度框架从初始位移 $10\text{ mm}$ 处突然释放,测量结构顶部位移响应曲线。根据自由衰减曲线可确定振动主体结构固有频率和阻尼比。

调节单自由度框架高度改变其固有频率,实验测得当自由衰减频率为 $1.95$ 、 $2.05\text{ Hz}$ 时,无控和PTMFD控制下结构的自由衰减实验结果如图7所示。为达到最佳减振效果,由最优调谐频率比 $\beta_{\text{opt}}=$



(a) 结构固有频率为 $1.95\text{ Hz}$

(a) Natural frequency of structure is  $1.95\text{ Hz}$



(b) 结构固有频率为 $2.05\text{ Hz}$

(b) Natural frequency of structure is  $2.05\text{ Hz}$

图7 自由衰减实验结果

Fig.7 Experimental results of free decay

0.987可知,需将PTMFD频率分别调谐至1.92、2.03 Hz。为实现调谐减振,由式(20)计算可得,PTMFD需分别通入3.12与2.36 A的电流。

由图7可得,在1.95 Hz以及无控情况时,框架位移减小到1 mm时所需时间为38.4 s,结构阻尼比为1.89%;在PTMFD作用下实现调谐后,框架位移减小到1 mm时所需时间为21.2 s,响应时间衰减率为44.9%,结构阻尼比为3.45%,阻尼比增加了1.56%。在2.05 Hz以及无控情况时,框架位移减小到1 mm时所需时间为36.8 s,结构阻尼比为1.96%;在PTMFD作用下实现调谐后,框架位移减小到1 mm时所需时间为19.2 s,响应时间衰减率为47.8%,结构阻尼比为3.68%,阻尼比增加了1.72%。这说明具有调谐减振能力的PTMFD可有效缩减结构自由衰减响应时间,增加结构阻尼比,抑制结构振动。

### 3.3 简谐激励振动实验

为研究阻尼器在简谐激励下的减振效果,对单自由度框架底部施加振幅为2 mm,频率为1.95 Hz的正弦信号。为进行对比研究,PTMFD和PTMD摆线长度均为74 mm。在被动式PTMD中,摆球是通过3D打印制作的实心球,其半径为48.2 mm,质量为486.6 g,固有频率为1.95 Hz且不可调。由前面所述可知,为实现调谐减振和达到最佳减振效果,根据最优调谐频率比 $\beta_{opt}$ 和式(20)可知,需通入3.12 A电流,将PTMFD频率调至1.92 Hz。图8为1.95 Hz简谐激励实验结果,展示了PTMFD控制、PTMD控制和无控情况下振动结构顶部位移响应曲线。

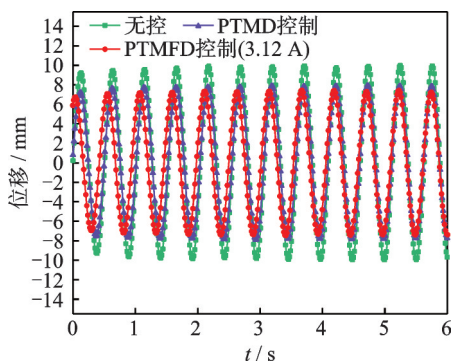


图8 1.95 Hz简谐激励实验结果

Fig.8 Experimental results of harmonic excitation at 1.95 Hz

由图8可知,当简谐激励频率为1.95 Hz时,无控情况时结构顶部振幅为9.46 mm,PTMD控制下结构顶部振幅为7.62 mm,减振率为19.6%;PTMFD控制时结构顶端振幅为7.11 mm,减振率

为24.8%。可以看到,PTMD控制和PTMFD控制均可有效减小结构的顶部响应位移,但PTMFD的减振效果优于PTMD。这是因为在PTMFD减振过程中,磁性纳米颗粒与基液摩擦会产生黏性力矩,磁性颗粒在黏性力矩和磁力矩相互作用下对外表现为磁性液体黏度增加,导致液体与小球内壁的摩擦力增加。黏度增加会产生黏性耗能现象,从而导致振动能量耗散。由式(9)(10)可知,由于磁性液体与固体壁面摩擦切应力的作用,使得PTMFD阻尼项多出一部分与磁性液体黏度有关的黏性阻尼,从而会增加额外的黏性耗能。因此,相比于PTMD,PTMFD的减振效果更佳。

为研究PTMFD在不同激励频率下的减振效果,保持激励器激励振幅2 mm不变,得到不同激励频率下结构顶部位移响应,分别绘制了振动结构顶部位移柱状图和减振率柱状图,不同简谐激励频率下结构顶部峰值位移和减振率对比如图9所示。

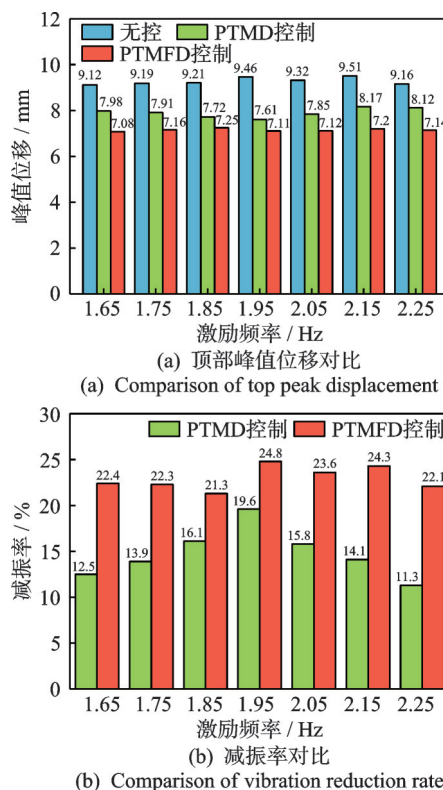


图9 不同简谐激励频率下结构顶部峰值位移和减振率对比  
Fig.9 Comparison of top peak displacement and vibration reduction rate of structures under different harmonic excitation frequencies

由图9可得,在不同激励频率下,PTMD控制和PTMFD控制均可有效抑制结构振动,同时减小结构顶部响应位移,且PTMFD减振效果优于PTMD。这是因为PTMFD具有调谐减振特性和较

宽的减振频带,可通过调节电流改变阻尼器固有频率与振动主体结构实现共振,从而达到较好的减振效果,而PTMD仅能在单一频率下实现谐振。

通过上述实验可以发现,当激励频率在1.65~2.25 Hz内变化时,通过调节线圈电流在5.04~0.46 A内变化,可快速改变PTMFD固有频率,使其与振动主体结构发生共振,达到最佳减振效果,且具有较快的调谐速度。

### 3.4 随机激励振动实验

对阻尼器在随机荷载下的减振性能进行分析。保持信号发生器输出频率为1.95 Hz恒定不变,使激励幅值在1.5~2.5 mm范围内随机变化,对框架底部施加幅值随机变化的激励。对在无控、PTMD控制、PTMFD控制下的结构进行实验,激励振幅随机变化时结构顶部位移响应如图10所示。

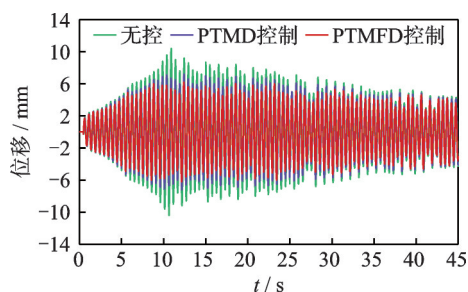


图10 激励振幅随机变化时结构顶部位移响应

Fig.10 Top displacement response of structure under random variation of excitation amplitude

由图10可知,在无控状态下,结构顶部峰值位移为10.41 mm,PTMD控制下结构顶部峰值位移为6.69 mm,峰值位移减振率为35.7%;PTMFD控制下结构顶部峰值位移为5.36 mm,峰值位移减振率为48.5%。结果表明,当激励幅值随机变化时,PTMFD和PTMD均可有效抑制振动信号,且PTMFD减振性能优于PTMD。

调节激励频率在1.2~2.4 Hz范围内随机变化,激励幅值在1.5~2.5 mm内随机变化。在无控、PTMD控制、PTMFD控制3种不同情况下进行测试,激励频率和幅值随机变化时结构顶部位移响应如图11所示。由图可以看到,无控状态下的结构顶部峰值位移为10.91 mm,而在PTMD控制下,结构顶部峰值位移为7.23 mm,减振率为33.7%;PTMFD作用下结构顶部峰值位移为6.29 mm,减振率为42.3%。结果表明,PTMFD和PTMD均可明显衰减随机振动信号,且PTMFD减振性能优于PTMD。

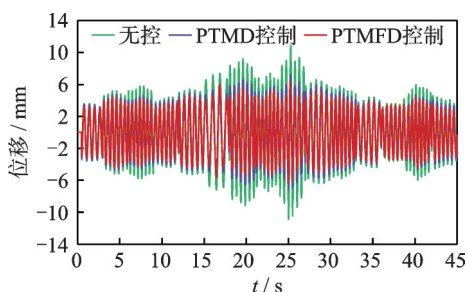


图11 激励频率和幅值随机变化时结构顶部位移响应

Fig.11 Top displacement response of structure under random changes in excitation frequency and amplitude

## 4 结论

1) 推导了PTMFD固有频率表达式,从理论上证明了可通过控制电流改变PTMFD固有频率实现调谐减振和半主动控制。

2) 以振动主体结构的动态位移放大因子为目标函数,对PTMFD进行优化设计。结果表明,在最佳调谐频率比 $\beta_{opt}=0.987$ ,最佳阻尼器阻尼比 $\xi_{d,opt}=0.118$ 时,PTMFD具有较好的减振效果。

3) 实验表明,在自由衰减振动下,PTMFD最高可将结构响应时间减小47.8%;简谐激励下结构顶部位移减振率最大可达24.8%;随机激励下结构顶部峰值位移减振率可达48.5%,不同激励下PTMFD的减振效果均优于PTMD,调谐方式简单且响应速度快。

4) PTMFD有效解决了被动式PTMD对频率敏感、无法调节频率的问题,具有频率可调、控制简单等优点。本研究虽然从理论和实验方面验证了PTMFD的有效性和可行性,但仅为模型概念验证,距实际工程应用仍需进一步研究。

## 参考文献

- [1] JAHANGIRI V, SUN C, KONG F. Study on a 3D pounding pendulum TMD for mitigating bi-directional vibration of offshore wind turbines[J]. Engineering Structures, 2021, 241: 112383.
- [2] 赵立财,王丽萍,谢亮.带厚板转换层的高层框剪结构地震易损性分析[J].振动、测试与诊断,2025,45(6):1181-1187.  
ZHAO Licai, WANG Liping, XIE Liang. Seismic fragility analysis of high-rise building frame-shear wall structures with thick slab transfer floors[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2025, 45(6): 1181-1187. (in Chinese)
- [3] LU Z, ZHANG Q Q, FAN Q Q, et al. Studies on dissipative characteristics and equivalent model of

- particle damper in railway application[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2023, 560: 117788.
- [4] SUN C, JAHANGIRI V. Bi-directional vibration control of offshore wind turbines using a 3D pendulum tuned mass damper[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 105: 338-360.
- [5] FANG X J, HAO H, BI K M. An innovative pendulum-type column-in-column (PCIC) system for structural vibration control induced by seismic ground excitations[J]. *Engineering Structures*, 2022, 256: 113990.
- [6] 曾泽瑞, 冯宇剑, 张磊, 等. 半主动磁流变库伦阻尼缓冲座椅力学特性分析[J]. *振动、测试与诊断*, 2023, 43(3): 555-562.
- ZENG Zecui, FENG Yujian, ZHANG Lei, et al. Performance of support buffering seat based on semi-active magnetorheological damping control[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2023, 43(3): 555-562. (in Chinese)
- [7] WANG L K, NAGARAJAIAH S, SHI W X, et al. Semi-active control of walking-induced vibrations in bridges using adaptive tuned mass damper considering human-structure-interaction[J]. *Engineering Structures*, 2021, 244: 112743.
- [8] 王梁坤, 施卫星, 王洪涛, 等. 自适应TMD减振性能试验[J]. *振动、测试与诊断*, 2019, 39(4): 781-788.
- WANG Liangkun, SHI Weixing, WANG Hongtao, et al. An adoptive-passive tuned mass damper system[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2019, 39(4): 781-788. (in Chinese)
- [9] LU Z, WANG Z X, ZHOU Y, et al. Nonlinear dissipative devices in structural vibration control: a review[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 423: 18-49.
- [10] LU Z, ZHOU M Y, ZHANG J W, et al. Experimental and numerical study on the dynamic behavior of a semi-active impact damper[J]. *Smart Structures and Systems*, 2023, 31(5): 455-467.
- [11] WANG L K, SHI W X, ZHOU Y. Study on self-adjustable variable pendulum tuned mass damper[J]. *The Structural Design of Tall and Special Buildings*, 2019, 28(1): e1561.
- [12] SHU Z, LI S, ZHANG J, et al. Optimum seismic design of a power plant building with pendulum tuned mass damper system by its heavy suspended buckets [J]. *Engineering Structures*, 2017, 136: 114-132.
- [13] NAGARAJAIAH S, CONTRERAS M T, PASALA D T R. Adaptive length SMA pendulum smart tuned mass damper performance in the presence of real time primary system stiffness change[J]. *Smart Structures and Systems, an International Journal*, 2014, 13(2): 219-233.
- [14] MADDAAH SADATIEH M S, GHORBANI-TANHA A K. An innovative semi-active pendulum tuned mass damper and its application in vibration control[J]. *Journal of Vibration and Control*, 2023, 29 (7/8) : 1820-1832.
- [15] CHRISTIE M D, SUN S S, DENG L, et al. The variable resonance magnetorheological pendulum tuned mass damper: mathematical modelling and seismic experimental studies[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2020, 31(2): 263-276.
- [16] HU G L, WU L F, DENG Y J, et al. Optimal design and performance analysis of magnetorheological damper based on multiphysics coupling model[J]. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2022, 558: 169527.
- [17] CHRISTIE M D, SUN S, DENG L, et al. A variable resonance magnetorheological-fluid-based pendulum tuned mass damper for seismic vibration suppression [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 116: 530-544.
- [18] LI Y W, HAN P D, LI D C, et al. Typical dampers and energy harvesters based on characteristics of ferrofluids[J]. *Friction*, 2023, 11(2): 165-186.
- [19] YAO J, LI D C, CHEN X Z, et al. Damping performance of a novel ferrofluid dynamic vibration absorber[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2019, 90: 190-204.
- [20] 杨晓锐, 杨庆新, 郭兵, 等. 活塞式磁性液体减振器的阻尼分析和实验研究[J]. *仪器仪表学报*, 2017, 38(8): 2071-2077.
- YANG Xiaorui, YANG Qingxin, GUO Bing, et al. Damping analysis and experiment research of piston magnetic liquid damper[J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2017, 38(8): 2071-2077. (in Chinese)
- [21] XUE J K, SHEN B. A novel swarm intelligence optimization approach: sparrow search algorithm[J]. *Systems Science & Control Engineering*, 2020, 8(1): 22-34.



**第一作者简介:**杨文荣,女,1969年7月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为工程电磁场与磁技术,纳米磁性材料的理论及应用。曾发表《Systematic analysis of ferrofluid: a visualization review, advances engineering applications, and challenges》(《Journal of Nanoparticle Research》2022, Vol.24)等论文。  
E-mail: wryang@hebut.edu.cn