

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J2210662

半主动电流控制阻尼器的调谐减振性能研究*

张雨蒙¹, 杨文荣¹, 杨晓锐², 尉德杰³

(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. 河北科技大学电气工程学院 石家庄 0500182; 3. 北京航空航天大学自动化科学与电气工程学院 北京 100191)

摘要:随着建筑高度不断增加,低频振动严重影响其安全运行。被动式阻尼器仅在调谐点处具有良好的减振效果,存在减振带宽较窄的问题,磁性液体为解决这个问题提供了新的途径。以磁性液体为工作液体,提出一种半主动调谐式电流控制阻尼器。首先,建立了阻尼器固有频率的理论模型,表明通过调节电流可改变固有频率。其次,搭建测试平台,进行了不同激励下阻尼器的调谐减振能力测试。结果表明半主动电流控制阻尼器的减振率为22%左右,调谐液体滚球阻尼器的减振率仅为12.3%左右,且调谐液体滚球阻尼器与主结构的频率比 >1.11 时,减振率将低于10%,半主动电流控制阻尼器则具有良好的鲁棒性,可以有效降低位移响应,弥补了被动式阻尼器减振带宽较窄的不足。

关键词: 半主动阻尼器; 电流控制; 固有频率; 调谐减振性能

中图分类号: TH212 TH213.3 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 470.40

Tuned damping performance of semi-active current controlled damper

Zhang Yumeng¹, Yang Wenrong¹, Yang Xiaorui², Wei Dejie³

(1. State Key Laboratory of Reliability and Intelligence of Electrical Equipment, Hebei University of Technology, Tianjin 300130, China; 2. School of Electrical Engineering, Hebei University of Science and Technology, Shijiazhuang 050018, China; 3. School of Automation Science and Electrical Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: Low frequency vibrations threaten the safe operation of high-rising structures as their height rise. Passive dampers only have good damping effect at the tuning point and have a narrow damping bandwidth. Magnetic fluid provides a new solution to this problem. In this article, a semi-active tuned current controlled damper is proposed by using magnetic fluid as the working fluid. First, the theoretical basis for the inherent frequency is established. The theory shows that the current can change the inherent frequency. Secondly, the damper test system is established to evaluate the tuned damping capability under different excitation. Results show that the damping rate of the semi-active current controlled damper is about 22%, and the damping rate of the tuned liquid rolling ball damper is only about 12.3%. The damping rate will be less than 10% when the frequency ratio between the tuned liquid rolling ball damper and the controlled structure is greater than 1.11. The semi-active current controlled damper has good robustness, which can effectively reduce the displacement response of the structure and make up for the shortage of the traditional passive dampers with narrow damping bandwidth.

Keywords: semi-active damper; current controlled; inherent frequency; tuned damping performance

0 引言

高耸建筑结构具有柔性高、固有频率低的特点,当振动频率接近结构的固有频率时,结构将产生大幅度位移响应^[1]。因此,抑制柔性高耸建筑结构的低频振动有重

要的工程实用价值。在结构中引入额外的阻尼是常见的控制方法^[2]。

阻尼器一般分为被动式、主动式和半主动式。被动式阻尼器较为成熟,优点是简单可靠、无外力、调谐点处减振性能理想^[3-5],调谐质量阻尼器、调谐液体阻尼器和滚球阻尼器是经典的被动式阻尼器。通过1/13缩尺模

收稿日期:2022-11-04 Received Date: 2022-11-04

* 基金项目:国家自然科学基金(51877066)、河北省自然科学基金(E2020208039)项目资助

型的风力发电机振动实验,表明滚球阻尼器可以有效减少位移响应,此类阻尼器认为是一种优良的减振结构^[6-7]。传统的被动式阻尼器难以适应复杂振动环境,在非调谐条件下减振性能下降。主动式阻尼器需要借助外部处理系统来计算控制参数,通过执行模块提高阻尼器的性能。Brodersen等^[8]提出了静态反馈的控制算法对阻尼器的参数进行优化,可以进一步降低结构的位移。除此之外,不同的控制算法如 H_∞ ^[9]、自适应滑模^[10]等控制算法相继提出,以改善阻尼器的性能。主动式阻尼器由于成本高、设计复杂、所需功率大,难以实际应用在高耸结构振动控制^[11-12]。半主动式阻尼器是指结构的阻尼力可以根据参数调整策略进行控制,仅需少量的驱动控制工作^[13-14],克服了被动式阻尼器的缺点并提高了系统的可靠性,是目前研究较为广泛的阻尼器类型。半主动式阻尼器设计中最重要的一环就是智能材料的选取。常见的磁控智能材料有两种,磁性液体和磁流变。磁流变的颗粒直径比磁性液体大一个量级,呈现出较大的屈服应力,容易产生颗粒沉淀^[15]。因此,纳米级别的磁性液体成为合适的选择。

磁性液体是一种由铁磁颗粒、基载液和表面活性剂混合而成的胶体稳定液^[16-17],其粘度随外加磁场的增加而增加,这种特性称为磁-粘特性^[18]。外磁场作用下,铁磁颗粒受到磁力矩的束缚使磁矩平行于外磁场,磁性液体对外呈现出磁性^[19-20]。

利用磁性液体的磁-粘特性,本文提出半主动调谐式电流控制阻尼器(semi-active tuned current controlled damper, SATCD)。本文建立了阻尼器固有频率的理论模型,并通过实验测试减振性能和鲁棒性。结果表明,SATCD具有良好的鲁棒性,在较宽的频率范围内仍可实现调谐减振,克服传统被动式阻尼器减振带宽较窄的缺点。

1 结构模型与工作原理

SATCD包括外部包裹线圈的半球形凹槽和内部装有磁性液体的滚球。半球形凹槽与受振主体刚性连接,无相对位移。半球形凹槽和受振主体(振动主体)的共同质量、刚度系数和阻尼系数分别为 m_s 、 k 和 c ,凹槽半径为 r_1 ,滚球半径为 r_2 ,滚球质量为 m_a ,磁性液体质量为 m_l , θ 为滚球相对于凹槽圆心运动的角位移,滚球转动的角度为 φ 。滚球带动磁性液体沿凹槽面一起滚动,滚球和磁性液体具有阻尼作用,通过反向运动减少结构的位移响应。SATCD和受振主体的动力学模型如图1所示。通过调节线圈电流可以调节磁性液体的磁矩,控制滚球的自振频率,达到调谐减振的目的。

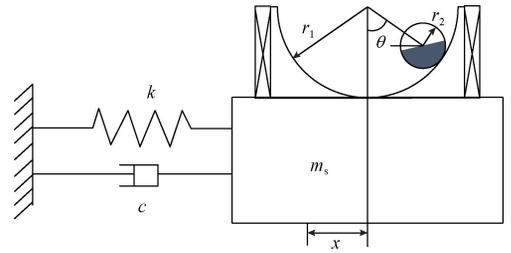


图1 SATCD的动力学模型

Fig.1 Dynamical model of SATCD

2 阻尼器自振频率分析

2.1 铁磁颗粒的磁势能

对于图1所示的SATCD结构,线圈为磁性液体提供磁场。线圈中轴线上产生的磁感应强度 B_0 为:

$$B_0 = \frac{1}{2} \mu_0 NI \left[\frac{(r_1 - r_2) \cos \theta}{\sqrt{r_1^2 + [(r_1 - r_2) \cos \theta]^2}} + \frac{r_1 - (r_1 - r_2) \cos \theta}{\sqrt{r_1^2 + [r_1 - (r_1 - r_2) \cos \theta]^2}} \right] \quad (1)$$

式中: μ_0 为真空磁导率; N 和 I 为线圈的匝数以及电流。铁磁颗粒在外磁场中的方向与外磁场 B_0 平行且相等,故 $\cos \theta \approx 1$,则总质量铁磁颗粒的势能 E_1 为:

$$E_1 = -m_l m_{p1} B_0 \quad (2)$$

式中: m_{p1} 表示单位质量铁磁颗粒的磁矩; m_l 为磁性液体质量。将式(1)代入式(2),可得其势能为:

$$E_1 = -m_l m_{p1} B_0 = -\frac{1}{2} m_l m_{p1} \mu_0 NI \times \left[\frac{(r_1 - r_2) \cos \theta}{\sqrt{r_1^2 + [(r_1 - r_2) \cos \theta]^2}} + \frac{r_1 - (r_1 - r_2) \cos \theta}{\sqrt{r_1^2 + [r_1 - (r_1 - r_2) \cos \theta]^2}} \right] \quad (3)$$

由式(3)可以看出,磁性液体的磁势能与电流和线圈匝数有关。

2.2 阻尼器自振频率

根据拉格朗日方程^[21]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} = Q_j \quad (4)$$

式中: $L=T-U$, T 为系统的动能, U 为系统的势能; q_j 为广义坐标; Q_j 为广义坐标对应的广义力。

系统的动能 T 包括振动主体的平动动能 T_1 、滚球和磁性液体的水平平动动能 T_2 、滚球和磁性液体的竖直平动动能 T_3 以及滚球的转动动能 T_4 。由于滚球为微小振动,忽略磁性液体在滚球内转动动能。该系统的总动能 T 如下:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 = \frac{1}{2} m_s \dot{x}^2 + \frac{1}{2} (m_a + m_l) [\dot{x} + (r_1 - r_2) \dot{\theta} \cos \theta]^2 + \frac{1}{2} (m_a + m_l) [(r_1 - r_2) \dot{\theta} \sin \theta]^2 + \frac{1}{3} m_a (r_1 - r_2)^2 \dot{\theta}^2 \quad (5)$$

阻尼器的势能 U 主要包括弹簧的弹性势能 U_1 、滚球和磁性液体的重力势能 U_2 以及铁磁颗粒在磁场中的势能 E_1 :

$$U = U_1 + U_2 + E_1 = \frac{1}{2}kx^2 + \quad (6)$$

$$(m_a + m_1)g[(r_1 - r_2)(1 - \cos\theta) + H] + E_1$$

对于该阻尼系统,广义坐标分别为 x, θ 时,对应的非保守广义力分别为:

$$\begin{cases} Q_x = -\dot{c}x \\ Q_\theta = -\eta_H \frac{(r_1 - r_2)\dot{\theta} \sqrt{Re_L}}{5Lr_2} \end{cases} \quad (7)$$

式中: x, \dot{x}, \ddot{x} 分别为振动主体的位移、速度、加速度; $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ 分别为滚球相对于凹槽圆心的角位移、角速度、角加速度; η_H 为磁性液体的运动粘度, Re_L 为磁性液体的雷诺数。

将式(5)~(7)代入式(4),并假设滚球在平衡位置附近作微小振动,即 $\sin\theta \approx \theta, \cos\theta \approx 1$, 可得该阻尼器的运动微分方程为:

$$\begin{cases} m_s \ddot{x} + c\dot{x} + kx = (m_a + m_1)[\ddot{x} + (r_1 - r_2)\ddot{\theta}] \cdot \\ \left(\frac{5}{3}m_a + m_1 \right) (r_1 - r_2)^2 \ddot{\theta} + \eta_H \frac{(r_1 - r_2) \sqrt{Re_L}}{5Lr_2} \dot{\theta} + \\ \left[(m_a + m_1)g(r_1 - r_2) - \frac{1}{2}m_1 m_p \mu_0 NI \frac{r_1}{\sqrt{r_1^2 + r_2^2}} \right] \theta = \\ - (m_a + m_1)(r_1 - r_2)\ddot{x} \end{cases} \quad (8)$$

由式(8)可得阻尼器的等效刚度和等效质量,代入固有频率公式,可得自振频率 f 为:

$$f = \frac{1}{2\pi} \times$$

$$\sqrt{\frac{(m_a + m_1)(r_1 - r_2)g - \frac{1}{2}m_1 m_p \mu_0 NI \frac{r_1}{\sqrt{r_1^2 + r_2^2}}}{\left(\frac{5}{3}m_a + m_1 \right) (r_1 - r_2)^2}} \quad (9)$$

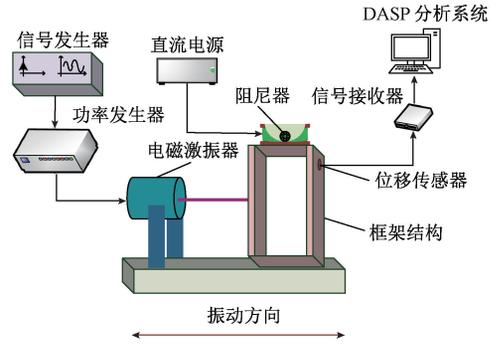
根据式(9)可得,固有晃动频率与电流 I 、凹槽半径 r_1 、滚球半径 r_2 、磁性液体质量 m_1 、滚球质量 m_a 以及铁磁颗粒的磁矩 m_p 有关。确定结构后,通过改变电流可以控制磁性液体的磁矩,从而改变阻尼器的自振频率。

3 减振性能实验研究

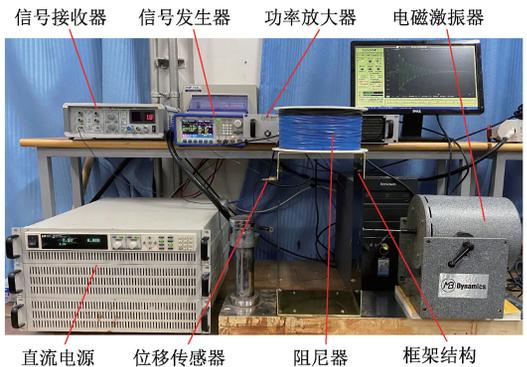
3.1 实验装置和相关参数

为验证 SATCD 的减振效果,采用一个高度可调的单层钢框架结构进行减振性能实验,框架结构为锰钢板,可调高度范围为 400~600 mm。高度为 520 mm 时,刚度 k

和阻尼系数 c 分别为 969.4 N/m 和 16.9 N·s/m,此时固有频率为 1.90 Hz。实验采用 MB Dynamics MB500VI 型功率放大器和 Model 50A 型电磁激振器,联合 Tektronix AFG1022 型信号发生器共同控制振动波形。阻尼器固定在框架顶部,直流电源为阻尼器提供磁场。框架侧面连接 INV1601 型振动信号接收器,并传输给电脑端的 DASP 分析系统。实验装置如图 2 所示。



(a) 振动实验装置示意图
(a) Diagram of vibration experimental setup



(b) 振动实验装置结构
(b) Structure diagram of vibration experimental setup

图 2 实验装置

Fig. 2 Experiment setup

振动主体的质量共为 6 800 g。SATCD 中凹槽半径 r_1 为 100 mm,滚球半径 r_2 为 60 mm,滚球质量为 177 g,滚球内部装有 175 g 密度为 1.48 g/cm³ 的煤油基磁性液体。阻尼器质量约为振动主体的 5%。线圈选用直径为 0.98 mm 的漆包铜导线,线圈匝数为 1 000。将相关参数代入式(9),可得该阻尼器的固有频率和电流之间的表达式为:

$$f = 0.159 \sqrt{209.24 - 24.7I} \quad (10)$$

由式(10)可以看出,通过调节激励电流可控制结构的共振特性

3.2 减振性能实验与结果分析

本文采用自由衰减振动实验和简谐激励振动实验。由于磁性液体和滚球的质量约为振动主体的 5%,忽略两者对振动主体质量的影响。

1) 自由衰减振动实验及结果分析

自由衰减振动实验通过电磁激振器施加脉冲激励。单层钢框架结构可通过改变不同的高度来改变其固有频率,选取 1.70 和 2.20 Hz 的频率为固有频率,由式(10)计算所需电流值。通过计算无阻尼器和带有 SATCD 两种情况下振动结构的响应时间来衡量减振效果。在分析中认为振动位移减小到 10% 所用的时间为结构的响应时间。不同固有频率下的响应时间如表 1 所示。

表 1 框架结构在不同固有频率下振动结构的响应时间
Table 1 Response time of frame structure at different inherent frequencies

频率/Hz	阻尼器	线圈电流/A		响应时间/s	响应时间 缩减率/%
		理论值	实验值		
1.70	无阻尼器			23.4	35.4
	SATCD	3.84	4.10	14.7	
1.80	无阻尼器			21.3	34.3
	SATCD	3.28	3.80	14.0	
1.90	无阻尼器			21.7	37.8
	SATCD	2.69	2.90	13.5	
2.0	无阻尼器			23.1	35.0
	SATCD	2.06	2.50	15.0	
2.10	无阻尼器			22.9	32.3
	SATCD	1.4	1.90	15.5	
2.20	无阻尼器			23.1	33.8
	SATCD	0.72	1.10	15.3	

由表 1 可以得出,在不同频率下,阻尼器与结构实现调谐后均可有效抑制结构的振动响应,减少结构振动响应时间,SATCD 使结构自由振动响应时间减少了 35% 左右。固有频率为 1.70 Hz 时结构顶部自由衰减振幅响应曲线如图 3 所示。

在减振过程中,受振结构的振动频率与滚球的固有频率处于调谐状态时,由于共振效应滚球的运动变得剧烈进而增强了磁性液体的能量耗散能力,在振动早期快速的抑制了结构的振动。

以阻尼比为量化指标分析自由衰减振动中阻尼器对位移响应的抑制程度。运用对数衰减率法计算单自由度振动结构的阻尼比 σ ,计算公式如下:

$$\sigma = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}} \quad (11)$$

式中: A_i 为第 i 个周期的振动位移; A_{i+1} 为第 $i+1$ 个周期的振动位移。结构阻尼比的结果如表 2 所示。

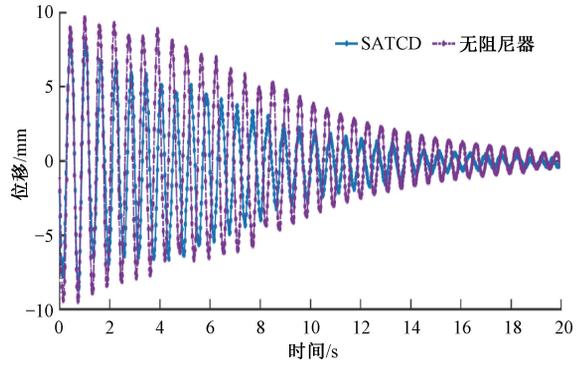


图 3 1.70 Hz 时在自由衰减振动下结构的顶部振幅响应曲线
Fig. 3 Top amplitude response curves of structures with 1.70 Hz under free decay vibration experiments

表 2 1.70~2.20 Hz 结构的阻尼比

Table 2 Damping ratio of structure at 1.70~2.20 Hz

类型/Hz	1.70	1.80	1.90	2.0	2.10	2.20
无阻尼器/%	2.14	2.09	2.06	1.90	1.96	1.91
SATCD/%	3.39	3.26	3.22	3.45	3.32	3.14

由表 2 可知,带有 SATCD 的单自由度结构阻尼比约为 3.30%,无阻尼器的结构阻尼比约为 2.02%。相比于无阻尼器结构,带有 SATCD 的单自由度结构阻尼比提升近 64%。

利用快速傅里叶变换分析结构的频域振动响应,无控结构和带 SATCD 在固有频率为 1.70 Hz 自由衰减振动下的位移响应如图 4 所示。

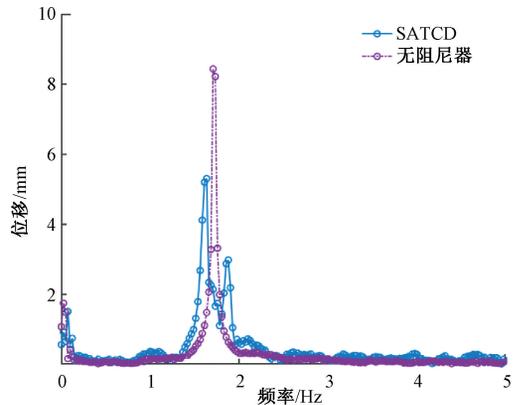


图 4 1.70 Hz 时无控结构和带有 SATCD 的频域响应
Fig. 4 Frequency domain response of the uncontrolled structure and SATCD at 1.70 Hz

由图 4 可以看出,1.70 Hz 时的顶部位移振幅由无阻尼器时的 8.44 cm 减少至带有 SATCD 条件下的 3.88 cm,位移响应减少 54%。在调谐条件下,带有

SATCD 的结构位移明显被抑制,表明 SATCD 有良好的调谐减振能力。

2) 简谐激励振动实验研究及结果分析

简谐激励振动实验通过电磁激振器施加频率幅值均可调的正弦激励。采用两种阻尼器对比验证 SATCD 的

调谐减振性能,调谐液体滚球阻尼器(tuned liquid rolling ball damper, TLRBD)为内置水的滚球,TLRBD 频率不可调,且固有频率为 2.0 Hz;SATCD 则通过电流实时调谐。绘制不同阻尼器对结构顶部振幅的响应曲线来观测振幅衰减情况,曲线如图 5 所示。

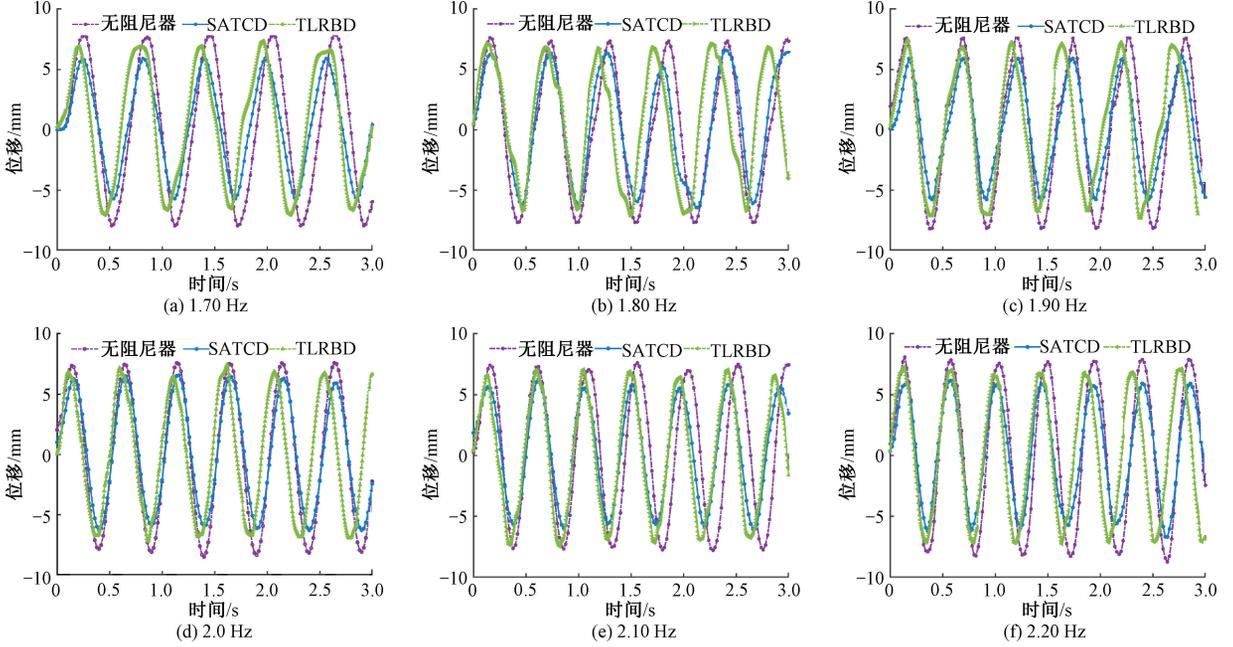


图 5 不同频率的简谐激励下结构顶部振幅响应曲线

Fig. 5 Amplitude response curves of the top of the structure under simple harmonic excitation of different frequencies

由图 5 可看出,两种阻尼器在不同频率下均有效地抑制了结构的振动响应,相较于 TLRBD, SATCD 具有快速耗能的特点。实验中 TLRBD 的固有频率为 2.0 Hz,在调谐频率点附近有一定的减振效果,远离调谐点处会大大降低减振效果。利用减振率来定量描述阻尼器的减振性能,减振率 η 为:

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\max |P_{i-no}| - \max |P_i|}{\max |P_{i-no}|}}{n} \times 100\% \quad (12)$$

式中: $\max |P_i|$ 、 $\max |P_{i-no}|$ 分别为第 i 个周期时带阻尼器、无阻尼器在同一激励作用下顶部位移响应的峰值; n 为周期总数。测得不同激励下的减振率如表 3 所示。

表 3 不同简谐激励频率下振动结构的减振率

Table 3 Damping effect at different simple harmonic excitation frequencies

类型/Hz	1.70	1.80	1.90	2.0	2.10	2.20
SATCD/%	20.1	18.6	26.9	19.8	23.4	20.0
TLRBD/%	9.5	10.5	13.8	15	12.9	12.5

由表 3 可知,SATCD 的减振率约为 22%,而 TLRBD 仅为 12.3%。相比于 TLRBD, SATCD 的减振提升约 80%。SATCD 在 1.70~2.20 Hz 的减振能力普遍优于 TLRBD,这是由于 SATCD 通过改变电流使阻尼器处于调谐点,实现调谐后均可有效地减少位移响应,而 TLRBD 仅在调谐点附近有一定的减振效果。同时由于磁性液体的粘度较大,增强了能量耗散,可以显著得到减低结构的位移响应。

实验对比说明 SATCD 可以较好地实现调谐目的。同时,两种阻尼器均存在“相位偏移”,这是由于剧烈运动会引起液体的大振幅旋转表面波,影响滚球的运动,产生非线性运动。滚球类阻尼器的减振原理为滚球与振动结构相位相差 180°时,产生反向位移,倘若两者的相位逐渐趋于一致,则失去调谐减振的能力。对比而言,SATCD 的“相位偏移”小于 TLRBD,且“相位偏移”的现象并没有影响 SATCD 的减振性能。后续将考虑进一步增加磁性液体粘度或者滚球半径来降低此类非线性行为。

3.3 鲁棒性实验与结果分析

调谐式阻尼器的固有频率与外界激励频率发生失谐现象时,会降低减振效果,因此研究调谐式阻尼器对抗频率偏差的鲁棒性十分必要。1.70~2.20 Hz 的 SATCD 和 TLRBD 的鲁棒性阻尼器减振率如图 6 所示。

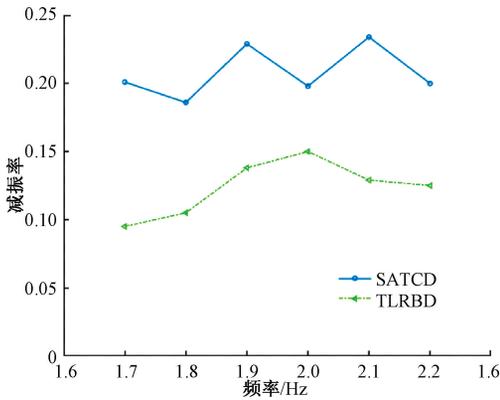


图6 SATCD和TLRBD在1.70~2.20 Hz的减振率

Fig. 6 Damping rate of SATCD and TLRBD at 1.70~2.20 Hz

图6结果表明,在1.70~2.20 Hz的范围内,SATCD可以有效减少共振频率范围内的位移响应,减振率约为22%,具有较宽的减振频带;而TLRBD仅在调谐点(2.0 Hz)处具有良好的减振效果,其余振动点表现出减振能力下降的趋势。鲁棒性反映了阻尼器在不同频率比下的稳定程度,频率比为阻尼器固有频率与结构固有频

率之比。SATCD在1.70~2.20 Hz的频率范围内通过电流调控的手段使得频率比保持为1,具有强鲁棒性的特征,而TLRBD与主结构的频率比>1.11时,减振率将低于10%,鲁棒性低于SATCD。被动式调谐阻尼器均具有较窄的适用频带,仅在与主频率一致时才会产生较好的减振效果。文献[22-23]研究了阻尼器频率比,结果表明频率比在0.96~1.04或0.89~1.16范围内具有较好的减振率,且频率比为1时,减振效果最好,远离主频率时,减振效果逐渐减弱,甚至会产生负的减振效果。调谐条件对于良好的振动抑制效果是必须的,本文提出的SATCD具有实时调谐的功能,与传统调谐式液体阻尼器相比弥补了减振频率较窄的问题,具有更好的鲁棒性以及明显的工程应用优势。

3.4 能量耗散性能实验与结果分析

分析能量耗散对深入研究阻尼器的阻尼机制有重要意义。为了便于分析,有必要提供一个全局参数来表示阻尼器的能量耗散程度。1.90~2.10 Hz的简谐激励振动实验下,结构受到的剪切力与水平位移之间的滞回曲线如图7所示。

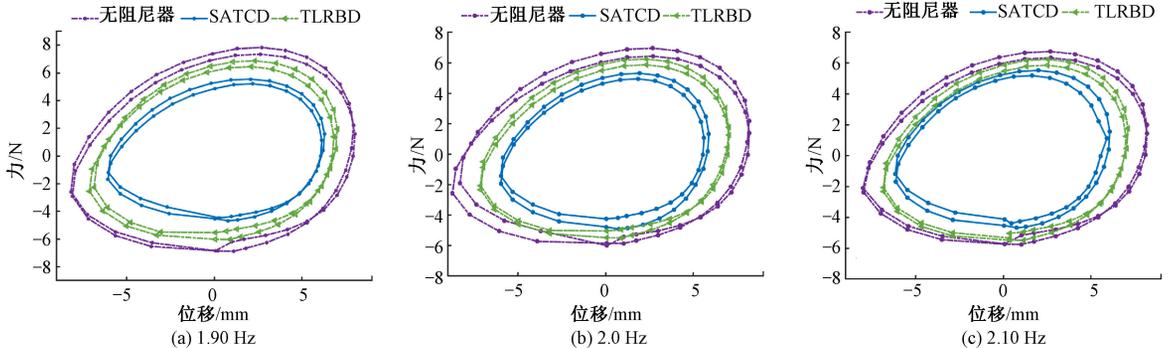


图7 不同频率的简谐激励下力-位移滞回曲线

Fig. 7 Force-Displacement hysteretic cycle under simple harmonic excitation of different frequencies

由图7可以看出,SATCD的滞回曲线面积最小,且形状饱满,具有良好的耗能能力,整体上优于TLRBD。滞回面积对应于结构输入的能量,面积越小代表阻尼器的耗能能力越强。进一步量化图7实验结果,分析阻尼器的调谐减振能力。在一个循环周期内阻尼器的能量耗散如下:

$$\alpha_{SATCD} = \frac{\int F_{no} X_{no} dt - \int F_{SATCD} X_{SATCD} dt}{\int F_{no} X_{no} dt} \quad (13)$$

$$\alpha_{TLRBD} = \frac{\int F_{no} X_{no} dt - \int F_{TLRBD} X_{TLRBD} dt}{\int F_{no} X_{no} dt} \quad (14)$$

式中: F 为结构受到的剪切力; X 为结构的水平位移。由

式(13)和(14)得到1.70~2.20 Hz的SATCD和TLRBD的能量耗散百分比,如表4所示。

表4 阻尼器的能量耗散百分比

Table 4 Energy dissipation rates of different damper

频率/Hz	阻尼器类型	能量耗散百分比/%	频率/Hz	阻尼器类型	能量耗散百分比/%
1.70	SATCD	39.37	2.0	SATCD	36.96
	TLRBD	16.51		TLRBD	23.06
1.80	SATCD	39.45	2.10	SATCD	42.76
	TLRBD	19.57		TLRBD	21.37
1.90	SATCD	38.11	2.20	SATCD	38.79
	TLRBD	14.27		TLRBD	18.28

由表4可以看出,SATCD可以耗散大约38%的能量,而TLRBD仅能耗散18%的能量。TLRBD在调谐点处(2.0 Hz)能量耗散百分比为23.06%,偏离2.0 Hz时,能量耗散能力逐渐变弱。SATCD具有稳定的耗能能力,相比于TLRBD,SATCD的耗散能力提升约1倍。

4 结 论

本文以磁性液体为工作液体,提出一种新型半主动调谐式电流控制阻尼器,建立了阻尼器固有频率和激励电流之间的计算表达式,设计实验并测试了阻尼器的减振性能和鲁棒性,得到如下结论。推导出阻尼器的固有频率和激励电流之间的表达式,理论验证了可通过改变线圈电流大小来调节阻尼器固有频率,达到调谐减振的目的。以位移响应时间缩减率、阻尼比、减振率、鲁棒性和能量耗散百分比为量化指标,验证SATCD的减振性能。在自由衰减振动实验中,SATCD的位移响应时间缩减率为35%左右,且阻尼比增加近64%;在简谐激励振动实验中,分析比较了SATCD和TLRBD的调谐减振能力,带有SATCD的减振率为22%左右,带有TLRBD的减振率仅为12.3%左右。整体上相比于TLRBD,SATCD的能量耗散能力提升约1倍。相比于传统被动式调谐阻尼器,本文提出的半主动调谐式电流控制阻尼器可以扩大减振频带,提高了鲁棒性,弥补了传统被动式阻尼器减振带宽窄的不足。

参考文献

- [1] 吴尧,高志鹰,汪建文,等.水平轴风力机塔架的频率和振型特性实验研究[J].可再生能源,2021,39(1):50-55.
WU Y, GAO ZH Y, WANG J W, et al. Experimental study on frequency and vibration mode characteristics of horizontal axis wind turbine tower[J]. Renewable Energy Resources, 2021, 39(1): 50-55.
- [2] KONAR T, GHOSH A. A review on various configurations of the passive tuned liquid damper[J]. Journal of Vibration and Control, 2022, DOI: 10.1177/10775463221074077.
- [3] 李杨,李强,李飞,等.基于被动式调谐质量阻尼器的风力机结构振动控制[J].船舶工程,2020,42(S2):215-221.
LI Y, LI Q, LI F, et al. Vibration control of wind turbine structure based on passive tuned mass damper[J]. Ship Engineering, 2020, 42(S2): 215-221.
- [4] KONAR T, GHOSH A D. Flow damping devices in tuned liquid damper for structural vibration control: A review[J]. Archives of Computational Methods in Engineering, 2021, 28(4): 2195-2207.
- [5] 梁泽峰,张志强,胡恒.智能环保回收箱瓶类投放计数装置减振措施研究[J].电子测量与仪器学报,2020,34(2):137-142.
LIANG Z F, ZHANG ZH Q, HU H. Research on vibration reduction measures of intelligent environmental protection recycling bottles counting device[J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2020, 34(2): 137-142.
- [6] 张小龙,东亚斌,张晓钟,等.新型滚珠式多向动力吸振器的理论研究[J].振动与冲击,2012,31(1):1-4.
ZHANG X L, DONG Y B, ZHANG X ZH, et al. A new ball type dynamic multi-direction vibration absorber[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(1): 1-4.
- [7] AWADA A, YOUNES R, ILINCA A. Review of vibration control methods for wind turbines [J]. Energies, 2021, 14(11): 3058.
- [8] BRODERSEN M L, BJORKEJØRK A S, HOGSBERG J. Active tuned mass damper for damping of offshore wind turbine vibrations [J]. Wind Energy, 2017, 20(5): 783-796.
- [9] 周树文.基于 H_∞ 和 H_2 理论的Pro-TMD阻尼器的桥梁减振性能研究[D].大连:大连理工大学,2022.
ZHOU SH W. Research on bridge vibration reduction performance of ProTMD Damper based on H_∞ and H_2 theory [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2022.
- [10] HU Y, CHEN M Z Q, LI C. Active structural control for load mitigation of wind turbines via adaptive sliding-mode approach[J]. Journal of the Franklin Institute, 2017, 354(11): 4311-4330.
- [11] BRODERSEN M L, BJORKE A S, HOGSBERG J. Active tuned mass damper for damping of offshore wind turbine vibrations [J]. Wind Energy, 2017, 20(5): 783-796.
- [12] FITZGERALD B, SARKAR S, STAINO A. Improved reliability of wind turbine towers with active tuned mass dampers (ATMDs) [J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 419: 103-122.
- [13] EL OUNI M H, ABDEDDAOM M, ELIAS S, et al. Review of vibration control strategies of high-rise buildings [J]. Sensors, 2022, 22(21): 8581.
- [14] WANG L, SHI W, ZHOU Y, et al. Semi-active eddy current pendulum tuned mass damper with variable frequency and damping [J]. Smart Structures and Systems, 2020, 25(1): 65-80.
- [15] 李军强,朱文正,姜与,等.基于磁流变原理的变刚度

- 驱动方法研究[J]. 仪器仪表学报, 2021, 42(3): 97-104.
- LI J Q, ZHU W ZH, JIANG Y, et al. Research on variable stiffness drive method based on magnetorheological principle [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2021, 42(3): 97-104.
- [16] YANG W R, ZHANG Y M, YANG R X, et al. Systematic analysis of ferrofluid: A visualization review, advances engineering applications, and challenges [J]. Journal of Nanoparticle Research, 2022, 24(6): 1-44.
- [17] 谢君, 李德才, 朱锐棋. 霍尔式磁性液体微压差传感器的设计及特性研究[J]. 仪器仪表学报, 2020, 41(6): 27-34.
- XIE J, LI D C, ZHU R Q. Design and characteristic research on the magnetic fluid micro-pressuredifference sensor based on Hall elements [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2020, 41(6): 27-34.
- [18] 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 X R, YANG Q X, GUO B, et al. Damping analysis and experiment research of piston magnetic liquid damper [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2017, 38(8): 2071-2077.
- [19] 杨文荣, 翟耀, 陈俊杰, 等. 磁性液体正弦微压力信号源的磁场和力的分析 [J]. 仪器仪表学报, 2018, 39(12): 92-99.
- YANG W R, ZHAI Y, CHEN J J, et al. Analysis of magnetic field and force for magnetic fluid sinusoidal micro pressure signal source [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2018, 39(12): 92-99.
- [20] 谢君, 鲁妍池, 刘宇童, 等. 磁性液体触觉传感器的设计及特性研究 [J]. 仪器仪表学报, 2021, 42(1): 30-38.
- XIE J, LU Y CH, LIU Y T, et al. Design and characteristics research on the magnetic fluid tactile sensor [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2021, 42(1): 30-38.
- [21] BULLO F, LEWIS A D. Geometric control of mechanical systems: Modeling, analysis, and design for simple mechanical control systems [M]. Berlin: Springer, 2019.
- [22] 巫振弘, 陈凯, 肖从真, 等. 高层建筑中调谐液体阻尼器频率偏差成因及高鲁棒性控制措施分析 [J]. 建筑科学, 2022, 38(11): 146-154.
- WU ZH H, CHEN K, XIAO C ZH, et al. Study on the frequency deviation and high robust control measures of TLD in high-rise buildings [J]. Building Science, 2022, 38(11): 146-154.
- [23] 董悦, 唐贞云, 刘豪. 简谐激励下 TLD 对高层结构减震性能 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2022, 54(4): 92-100.
- DONG Y, TANG ZH Y, LIU H. Seismic performance of TLD controlled high-rise structures subjected to harmonic excitation [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2022, 54(4): 92-100.

作者简介



张雨蒙, 2017年于河北工程大学科信学院获得学士学位, 现为河北工业大学博士研究生, 主要研究方向为工程电磁场与磁技术和磁性纳米材料的理论及应用。

E-mail: 202011401018@stu.hebut.edu.cn

Zhang Yumeng received her B. Sc. degree from Kexin College, Hebei University of Engineering in 2017. She is currently a Ph. D. candidate at Hebei University of Technology. Her main research interests include engineering electro-magnetic field and magnetic technology research, theory, and application research of magnetic nano-materials.



杨文荣 (通信作者), 1991年于河北工学院获得学士学位, 2002年于河北工业大学获得硕士学位, 2006年于河北工业大学获得博士学位, 现为河北工业大学教授, 主要研究方向为工程电磁场与磁技术和磁性纳米材料的理论及应用。

E-mail: wryang@hebut.edu.cn

Yang Wenrong (Corresponding author) received her B. Sc. degree from Hebei Technology College in 1991, M. Sc. degree and Ph. D. degree both from Hebei University of Technology in 2002 and 2006, respectively. She is currently a professor at Hebei University of Technology. Her main research interests include engineering electro-magnetic field and magnetic technology research, theory, and application research of magnetic nano-materials.