

速度放大型电涡流扭矩阻尼器的缓速性能研究

华旭刚^{1,2,3}, 黄豪^{1,2,3}, 王文熙^{1,2,3†}, 王帅^{1,2,3}, 余天赋^{1,2,3}, 陈政清^{1,2,3}

- [1. 桥梁工程安全与韧性全国重点实验室(湖南大学), 湖南长沙 410082;
2. 湖南大学 振动与冲击技术研究中心, 湖南长沙 410082;
3. 湖南大学 土木工程学院, 湖南长沙 410082]

摘要:由于展开速度过快,旋转机构展开到预定形态时常引起机构与限位装置碰撞而造成损坏,如SpaceX公司生产的猎鹰9号火箭在折叠支腿展开过程中,过大转角速度可能导致支腿销铰破坏.加装阻尼器可减缓机构转速,提升展开安全性,是火箭稳定着陆的前提与保证.传统位移型阻尼器不具备速度适应能力,在应用于机构展开时存在展开卡死风险;而传统高压油液阻尼器在高速运作下易引发漏液造成失效.电涡流扭矩阻尼器作为一类新型的速度型阻尼器,可用于减缓机构转动角速度,具有不需外接电源、无工作流体、耐久性强等优势,但因永磁体与导体板的相对运动速度小导致其耗能效率不高,限制了其在工程中的应用.为加强传统复合管电涡流阻尼器性能,本文提出了一种磁路优化后的复合管电涡流扭矩阻尼器.相较于传统的复合管电涡流阻尼器,本文提出的阻尼器有更小的磁漏和安装体积,此外,加入齿轮增速装置提升其工作转速,进一步提升耗能性能.基于COMSOL分析软件建立了电涡流扭矩阻尼器的有限元模型,分析了空气间隙、导体管厚度、背铁厚度等参数对扭转阻尼系数的影响;同时考虑安装空间尺寸,推导了电涡流阻尼力计算公式,提出了复合管电涡流扭矩阻尼系数估算公式.制造了速度放大型电涡流扭矩阻尼器样机和展开机构原理验证装置,并进行了冲击缓速性能测试.研究结果表明,对于特定的阻尼器参数,合理地永磁体及导体板的厚度取值,能获得较大的扭转阻尼系数;本文提出的阻尼系数估算方法能精确描述速度放大型电涡流扭矩阻尼器在阻尼线性段的力学性能;采用质量为12 kg左右的阻尼器样机可将试验展开机构在最不利工况下的最终动能耗散效率达41.6%,具有较强耗能效率优势.

关键词: 阻尼耗能;电涡流扭矩阻尼器;速度放大;缓速耗能

中图分类号: TU476.2 **文献标志码:** A

Study on Buffering Performance of a Speed Amplified Composite Tube Eddy Current Torque Damper

HUA Xugang^{1,2,3}, HUANG Hao^{1,2,3}, WANG Wenxi^{1,2,3†}, WANG Shuai^{1,2,3},
YU Tianfu^{1,2,3}, CHEN Zhengqing^{1,2,3}

- [1. State Key Laboratory of Bridge Engineering Safety and Resilience(Hunan University), Changsha 410082, China;

* 收稿日期:2024-01-12

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52278304,52025082),National Natural Science Foundation of China(52278304,52025082);湖南省科技创新计划资助项目(2023RC3090),Hunan Science and Technology Innovation Plan(2023RC3090);长沙市杰出创新青年培养计划项目(kq2209009),Changsha Outstanding Innovative Youth Training Program(kq2209009)

作者简介:华旭刚(1978—),男,浙江义乌人,湖南大学教授,博士生导师

† 通信联系人,E-mail:wxwang@hnu.edu.cn

2. Vibration and Shock Technology Research Center, Hunan University, Changsha 410082, China;

3. College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China]

Abstract: Due to the excessive development speed, the rotation mechanism is often damaged by collision with the limit device when it is deployed to a predetermined form. For example, when the Falcon 9 rocket produced by SpaceX is deployed in the folding leg, too large a corner speed may lead to the destruction of the pin hinge of the leg. Installing a damper can slow down the speed of the mechanism and improve the safety of deployment, which is the premise and guarantee of the stable landing of the rocket. The traditional displacement damper cannot adapt to the speed, and there is a risk of sticking when applied to the mechanism development. However, the traditional high-pressure oil damper easily causes leakage and failure under high-speed operation. As a new type of velocity damper, eddy current torque damper can be used to slow down the angular speed of the mechanism. It has the advantages of no external power supply, no working fluid, and strong durability. However, due to the low relative motion speed between the permanent magnet and the conductor plate, its energy dissipation efficiency is not high, which limits its application in engineering. To enhance the performance of traditional composite tube eddy current dampers, a composite tube eddy current torque damper with the optimized magnetic circuit is proposed in this paper. Compared with traditional composite tube eddy current dampers, the damper proposed in this paper has little magnetic leakage and a smaller installation volume. In addition, the working speed of the damper is increased by adding a gear accelerating device to further improve the energy consumption performance. The finite element model of the eddy current torque damper was established based on COMSOL analysis software, and the effects of air gap, conductor tube thickness, and back iron thickness on the torsional damping coefficient were analyzed. At the same time, considering the installation space size, the formula for calculating the eddy current damping force is derived, and the formula for estimating the eddy current torque damping coefficient of the composite pipe is proposed. The prototype of a large speed discharge eddy current torque damper and the principle verification device of the expansion mechanism are manufactured, and the impact retarding performance is tested. The results show that for the specific damper parameters, reasonable values of the thickness of the permanent magnet and conductor plate can obtain high torsional damping coefficients. The damping coefficient estimation method presented in this paper can accurately describe the mechanical properties of a velocity amplifier eddy current torque damper in the damping linear section. Using a prototype damper weighing about 12 kg, the final kinetic energy dissipation efficiency of the test development mechanism can reach 41.6% under the most unfavorable working conditions, which has a strong energy dissipation efficiency advantage.

Key words: damping energy dissipation; eddy current torque damper; speed amplification; buffering consumption

一般机构转动时,通过增设轴承减小摩擦,实现机构的高效传动.但一些机构在完成展开时,由于阻尼较小,起不到耗能缓速作用,在展开终了阶段,往往造成机构与限位装置发生碰撞,引发断裂损毁.例如,航天器在进行着陆或者部件锁定时需要使用缓冲装置减小冲击力,防止部件损坏影响航天器的正常工作.增强展开机构的阻尼是减小碰撞冲击力的有效手段,因此对展开机构阻尼增强方法进行研究具有重大理论和工程意义.

目前常用的阻尼增强装置有高压油液阻尼器^[1]、金属阻尼器^[2]和摩擦阻尼器^[3-4]等.一般高压油液阻尼器由于密封元件老化存在漏液风险,易造成阻尼器失效而严重影响减振效果甚至对结构安全造成隐患.而金属阻尼器不具备重复使用能力,且它的阻尼出力与速度不相适应,易造成展开机构卡死,严重影响耗能,此外变形累积下钢材的硬化现象严重,材料本构关系需进一步研究.摩擦阻尼器同样存在该问题,此外其具有很强的非线性,滑动前后的阻尼

特性存在突变,需要引入非线性模型且建模困难,不利于工程设计^[5-6].近年来,电涡流阻尼^[7-8]被一些学者广泛研究,电涡流阻尼具有无接触、受环境影响小、安装及维护便捷与工作噪声小等优点^[9],早期在机械领域^[10-11]应用广泛,近年来,在土木工程振动控制领域也得到了广泛的研究与运用^[12-15].目前实现工程应用的电涡流阻尼器主要有两种,一种是以板式电涡流阻尼器为耗能元件的调谐质量阻尼器^[16],另一种是直接将耗能元件安装在架构上的轴向电涡流阻尼器^[17-18].近年来,传统电涡流阻尼器也被用于低速缓冲领域,如王楠楠等^[19]分析了圆筒型电涡流阻尼器在冲击荷载下的耗能特性,王少纯等^[20]开展了电涡流阻尼应用于着陆缓冲的研究.

传统复合管电涡流阻尼器因永磁体与导体板相对运动速度小导致耗能效率较低,为获得较大阻尼力输出,需加大阻尼器尺寸,占用较大安装空间,且在对安装空间以及安装重量有限制的航天军工等特殊领域应用时,不仅无法满足轻质、小巧的产品要求,在高速缓冲下还会出现阻尼力下降的问题,不利于工程设计和应用.因此,为加强传统复合管电涡流阻尼器性能以及充分利用阻尼力线性段耗能能力,本文提出了一种磁路优化后的复合管电涡流扭矩阻尼器,此外,加入齿轮增速装置提升其工作转速,进一步提升其耗能性能.首先,基于大型多物理场有限元分析软件COMSOL建立了电涡流扭矩阻尼器的有限元模型,分析了空气间隙、导体管厚度、背铁厚度等参数对扭转阻尼系数的影响;同时考虑安装空间尺寸,推导了电涡流阻尼力计算公式,提出了复合管电涡流阻尼系数的估算方法;最后制造了速度放大型复合管电涡流扭矩阻尼器样机和展开机构原理验证装置,并进行了冲击缓速性能测试.

1 速度放大型复合管电涡流扭矩阻尼器

本文提出的速度放大型复合管电涡流扭矩阻尼器主要由齿轮增速装置和复合管电涡流扭矩阻尼器组成,如图1(a)所示.复合管电涡流扭矩阻尼器由磁钢架(永磁体背铁)、永磁体与复合管组成,如图1(b)所示,其中磁钢架可采用相对磁导率较高的材料,磁钢架上相邻永磁体磁极绕圆周相反布置,复合管的内筒(导体管)采用铜等电导率较高的材料,外筒(导体管背铁)采用相对磁导率较高的材料,这样可使得磁路不发生外泄,形成回环磁路,提升磁场强度和阻尼器耗能效率.图1(c)给出了齿轮增速装置示意图,

齿轮增速装置由一对齿轮组成,大齿轮与展开机构转轴固接,小齿轮通过转轴与复合管电涡流扭矩阻尼器的磁钢架固接.在机构展开时,其角速度传递到展开机构转轴,转速通过齿轮组放大到电涡流扭矩阻尼器转轴,该转轴带动磁钢架和磁钢架上的永磁体高速旋转,转动的永磁体产生的磁场与复合管上的导体管产生相对运动,在导电材料层产生涡流,从而产生阻碍转动的电涡流阻尼扭矩.即使在展开机构转速较小的情况下,仍可在电涡流扭矩阻尼器转轴上产生较大角速度,从而进一步提升复合管电涡流扭矩阻尼器耗能能力.

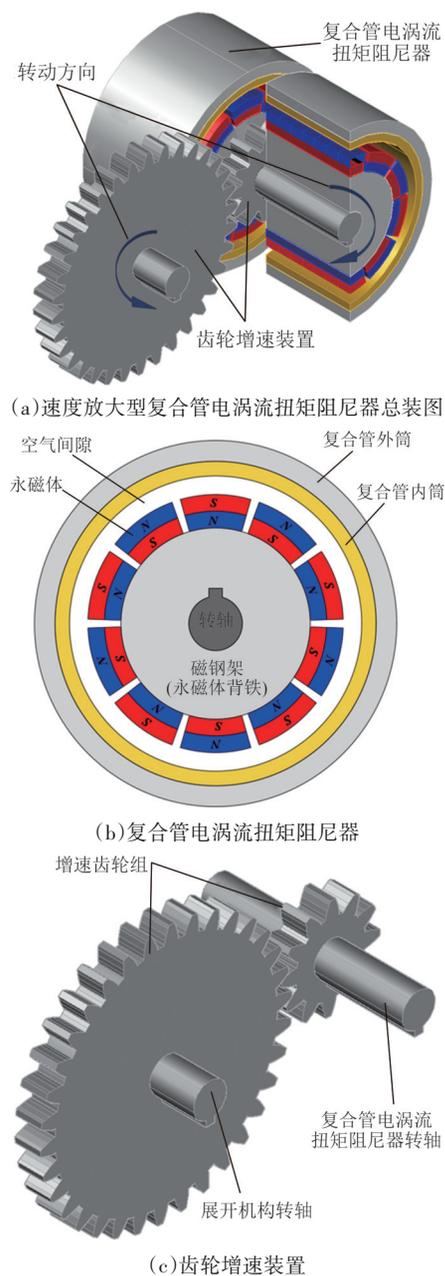


图1 阻尼器构造图

Fig.1 Damper construction drawing

2 阻尼器性能分析

2.1 复合管电涡流扭矩阻尼器有限元建模与分析

为研究复合管电涡流扭矩阻尼器的阻尼系数影响参数,采用多物理场有限元软件 COMSOL 的 AC/DC 模块建立了复合管电涡流扭矩阻尼器的三维电磁有限元模型,考虑到模型的中心对称性,简化模型为最小中心阵列单元,简化模型如图 2 所示,模型参数见表 1.其中,导体管采用的是电导率较高的紫铜管;永磁体背铁和导体管背铁采用的是 40Cr 钢;磁钢采用的是钕铁硼永磁体,牌号为 N48,剩余磁感应强度为 1.41T.采用四边形网格对模型进行映射划分,导体板、永磁体及其附近的空气域网格划分较细,其余区域网格划分较粗,模型共计 48 975 个单元.

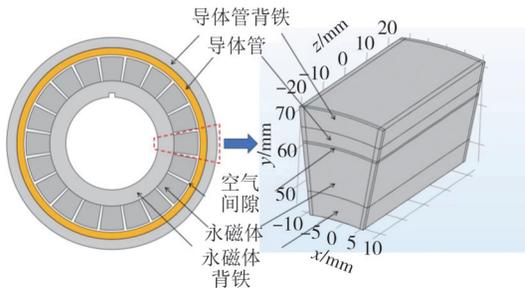


图2 复合管电涡流扭矩阻尼器简化有限元模型

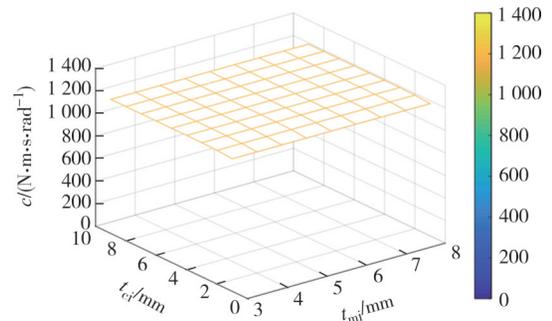
Fig.2 Simplified finite element model of composite tube eddy current torque damper

表1 模型参数

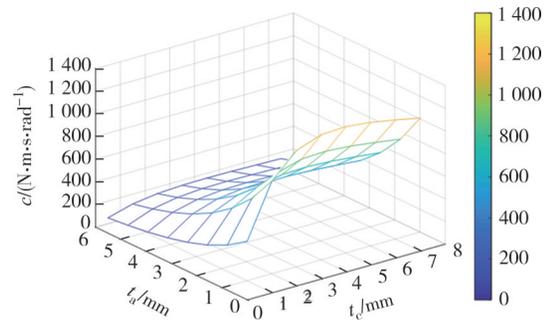
Tab.1 Model parameters

名称	符号	值
磁钢架内径/mm	r_0	46
永磁体背铁厚度/mm	t_{mi}	8
永磁体厚度/mm	t_m	12
空气间隙/mm	t_a	0.5
弧形永磁体角度/(°)	α	16
导体管厚度/mm	t_c	3.5
导体管背铁厚度/mm	t_{ci}	5
剩磁强度/T	B_{re}	1.41
永磁体长度/mm	h_m	45
一圈永磁体数量/个	p	20
计算转速/($r \cdot \min^{-1}$)	ω_0	60
空气、导体管相对磁导率	μ_r	1
永磁体相对磁导率	μ_{rm}	1.05
导体管电导率/($MS \cdot m^{-1}$)	σ	56.7

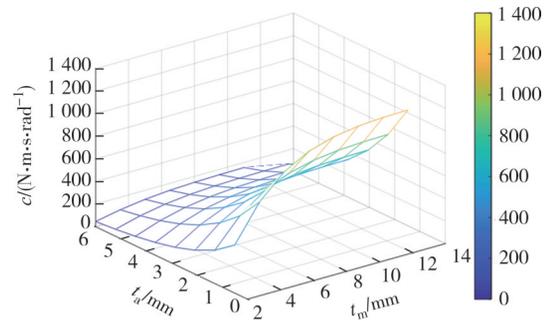
图 3(a)给出了仅永磁体背铁厚度和导体管背铁厚度变化时对扭转阻尼系数 c 的影响.当永磁体背铁厚度 t_{mi} 和导体管背铁厚度 t_{ci} 在 3~8 mm 与 1~9 mm 范围内变动时,电涡流扭转阻尼系数均保持在 1 190 $N \cdot m \cdot s / rad$ 附近,可以看出背铁厚度达到一定值以后,再改变其数值对阻尼系数的影响不大,因此后续双参数联合分析时将永磁体背铁厚度设置为 8 mm,导体管背铁厚度设置为 5 mm,并不再考虑背铁厚度的影响.图 3(b)、图 3(c)以及图 3(d)分别给出了仅导体管厚度和空气间隙变化、仅永磁体厚度和空气间隙变化以及仅导体管厚度和永磁体厚度变化时对扭转阻尼系数的影响.从图中可以看出,减小空气间隙可以大幅提高阻尼系数,因此在加工精度可保障的情况下,在实际设计中应尽可能减小空气间隙;在其他参数不变情况下,导体管厚度以及永磁体厚度存在一个最优值使得扭转阻尼系数可以取得最大值.



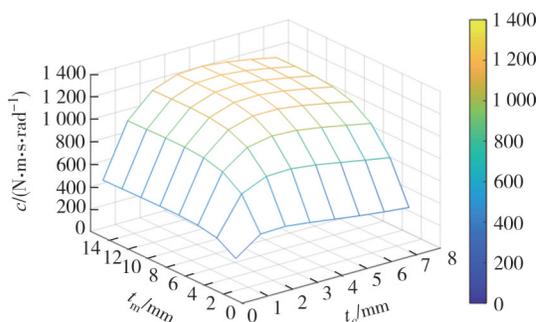
(a)扭转阻尼系数随永磁体背铁厚度及导体管背铁厚度变化情况



(b)扭转阻尼系数随导体管厚度及空气间隙变化情况



(c)扭转阻尼系数随永磁体厚度及空气间隙变化情况



(d) 扭转阻尼系数随导体管厚度及永磁体厚度变化情况

图 3 各参数对阻尼系数的影响

Fig.3 The influence of various parameters on damping coefficient

2.2 阻尼系数简化计算理论

2.2.1 电涡流阻尼力的理论推导

考虑电磁有限元模拟较为耗时,且模型建立复杂,不利于工程设计使用,因此,本节从电磁场的基本理论出发,应用磁路分析并且基于一维假设,忽略电场与磁场的相互作用,提出了电涡流扭矩阻尼器的阻尼系数简化计算理论.根据电磁理论,磁路的磁通量可采用式(1)描述:

$$\varphi = \frac{F}{R} \quad (1)$$

式中: φ 为磁路的磁通量; F 为磁动势,可描述永磁体能够产生磁通量的能力,与电动势类似,其定义为磁场强度沿路径的积分,如式(2)所示,其中 H 为磁场强度; R 表示磁阻,如式(3)所示,其中 l 为长度, μ 为磁导率, A 为截面积.

$$F = \int H dl \quad (2)$$

$$R = \frac{l}{\mu A} \quad (3)$$

当磁阻 R_1, R_2, \dots 串联起来,则总磁阻 R_T 服从磁路的基尔霍夫第一定律,具体表述见式(4):

$$R_T = R_1 + R_2 + \dots \quad (4)$$

此外,磁路中的任何一个节点,服从磁路的基尔霍夫第二定律,即磁通量之和为0,具体表述见式(5):

$$\varphi_1 + \varphi_2 + \dots = 0 \quad (5)$$

图4给出了复合管电涡流扭矩阻尼器的电磁计算模型几何参数.为了便于分析,沿径向将电涡流扭矩阻尼器展开,并取其中半个周期来做磁路计算.图5给出了周期单元及磁通流向,图中箭头所示为磁通流向(磁路).该磁路共穿越了2次永磁体、2次空气间隙、2次导体管、1次磁钢架、1次导体管背铁,

其中永磁体、空气间隙、导磁管的磁路截面积 A 可近似认为是一块完整永磁体投影面积 A_m 的一半,即 $A = A_m/2$.永磁体的厚度为 t_m ,剩余磁通密度为 B_{re} ,则永磁体能够提供的磁动势为:

$$F_m = \frac{B_{re} t_m}{\mu_0} \quad (6)$$

式中: μ_0 为真空磁导率.

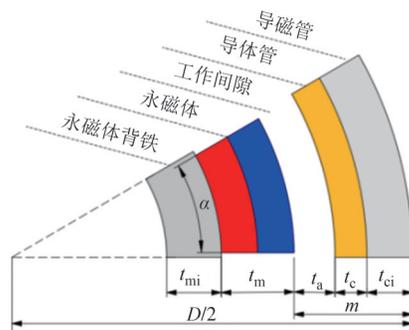


图 4 单个永磁体电磁计算模型的几何参数

Fig.4 Geometric parameters of a single permanent magnet electromagnetic calculation model

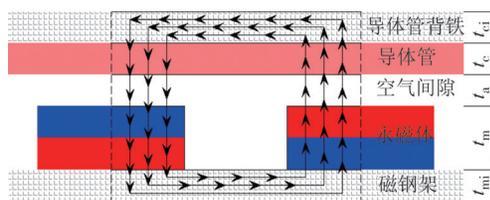


图 5 周期单元及磁通流向

Fig.5 Periodic unit and magnetic flux direction

由于导体管背铁和磁钢架为铁磁材料,其磁导率相对空气非常大,这些组件的磁阻可以忽略不计,此时磁路的总磁阻为:

$$R_T = 2 \frac{t_m}{\mu_m \mu_0 A} + 2 \frac{t_a}{\mu_0 A} + 2 \frac{t_c}{\mu_0 A} \quad (7)$$

式中: μ_m 为永磁体的相对磁导率; t_a 为空气间隙的厚度; t_c 为导体管的厚度.那么根据磁路定律,磁通密度 B 可用式(8)描述:

$$B = \frac{\varphi}{A} = \frac{2F_m}{AR_T} = \frac{B_{re} t_m}{\frac{t_m}{\mu_m} + t_a + t_c} \quad (8)$$

于是,根据洛伦兹力公式,可以得到切向阻尼力的表达式:

$$F_t = \int J \times B dV = \int \sigma v B^2 dV = c_t v_t = 2p A_m t_c \sigma B_{re}^2 \left(\frac{t_m}{\frac{t_m}{\mu_m} + t_a + t_c} \right)^2 v_t \quad (9)$$

式中: p 为永磁体个数; A_m 为单个永磁体在导体管上的投影面积; σ 为导体管的电导率; v_t 为切向运动速度; c_t 为切向阻尼系数.

图6给出了式(9)中各参数变化对切向阻尼力的影响.从图中可以看出,减小空气间隙或增加永磁体个数可大幅提高切向阻尼力,同时,当导体管或永磁体厚度达到一定时,再增加其厚度对提升切向阻尼力的贡献不大.

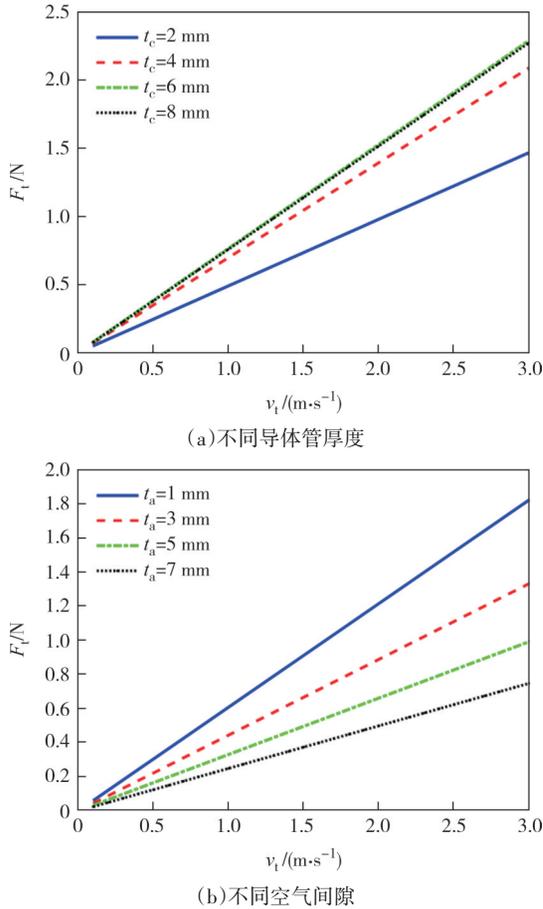


图6 参数变化对切向阻尼力的影响

Fig. 6 The influence of parameter changes on tangential damping force

2.2.2 一定安装空间限制下阻尼系数的估算方法

为方便在一定安装空间界限下,对复合管电涡流扭矩阻尼器的扭转阻尼系数进行估算,根据图1阻尼器的构造,首先进行如下假定:假定复合管直径为 D ,阻尼器沿复合管柱向长度为 L ;假定增速装置长度与圆柱体总长度的比值为 λ ,产生旋转运动的相对运动面为永磁体外表面.结合以上假定,此时单个永磁体的投影面积为:

$$A_m = \frac{\pi\alpha}{360}(D-2m)(1-\lambda)L \quad (10)$$

式中: α 为弧形永磁体的角度; m 为空气间隙、复合管

和外保护层的总厚度,如图4所示.

由式(9)及式(10)可知,复合管电涡流扭矩阻尼器的切向阻尼系数可用式(11)表示:

$$c_t = 2\pi\sigma L t_c B_{re}^2 (1-\lambda) \times (D-2m) \frac{p\alpha}{360} \left(\frac{t_m}{\frac{t_m}{\mu_{rm}} + t_a + t_c} \right)^2 \quad (11)$$

结合上述假定条件,则带齿轮增速装置的复合管电涡流扭矩阻尼器的扭转阻尼系数可通过式(12)进行简化计算:

$$c = k^2 \times \left(\frac{D-2m}{2} \right) \times c_t \times \left(\frac{D-2m}{2} \right) \quad (12)$$

式(11)和式(12)简化可以得到关于安装尺寸 D 和 L 的阻尼系数计算公式为:

$$c = 0.5\pi\sigma t_c L k^2 B_{re}^2 (1-\lambda) \times (D-2m)^3 \frac{p\alpha}{360} \left(\frac{t_m}{\frac{t_m}{\mu_{rm}} + t_a + t_c} \right)^2 \quad (13)$$

式中: c 为速度放大型电涡流扭矩阻尼器的扭转阻尼系数; k 为齿轮增速装置的速度放大倍数.需要说明的是,此公式为线性估算公式,理论上而言,只要设计或制造的阻尼器工作时处于线性耗能阶段,不论其尺寸或安装空间大小,均可采用本理论方法获得较为准确的阻尼系数.

为验证复合管电涡流扭矩阻尼器线性段扭转阻尼系数估算公式的正确性,采用有限元方法对阻尼器的导体管厚度、空气间隙、永磁体厚度和永磁体个数等参数进行了分析,并与扭转阻尼系数估算公式(13)进行对比,如图7所示.在一定参数变化下,本文提出的估算公式与有限元结果较为符合,但是对涡流产生影响较大的导体管厚度以及对磁场影响较大的永磁体厚度这两者取较大值时,磁通并不完全按照假定的磁路走,此外磁力线也不会完全与永磁体表面或者导体管表面垂直,其垂直分量小于计算值且磁力线不仅限于永磁体投影面积内,故此时结果偏差较大.

3 机构展开缓速验证试验

3.1 阻尼器样机制作与性能测定试验

基于前述有限元分析时所采用的阻尼器参数,

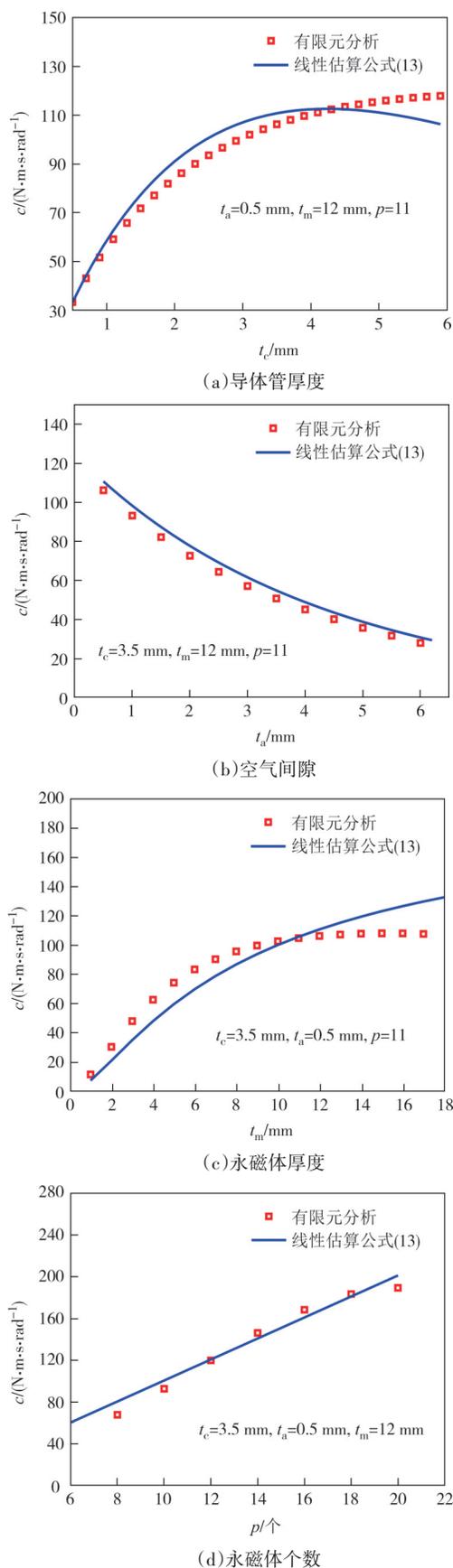


图 7 各参数变化时有限元分析与线性估算公式的阻尼系数
Fig.7 Damping coefficients of finite element analysis and linear estimation formulas when various parameters change

设计制作了速度放大型电涡流扭矩阻尼器样机如图 8 所示,该样机总重 12.27 kg,其具体的设计参数见表 1.

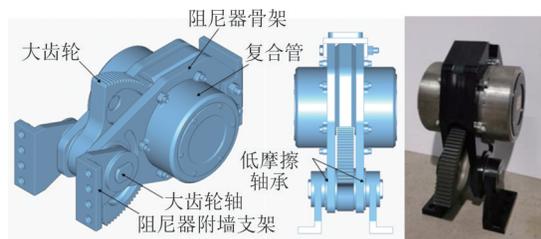


图 8 阻尼器模型与样机

Fig.8 Damper model and prototype

基于车床测试平台,开展了速度放大型电涡流扭矩阻尼器的阻尼系数测定试验.此时,车床转轴通过刚性连接装置与阻尼器转轴相连,从而带动阻尼器保持一定转速运作.在转轴上加装扭矩转速传感器用于测定阻尼器的输出阻尼力矩与相应转速,测试现场如图 9 所示.通过计算机采集转速扭矩传感器测得的阻尼力矩与角速度 ω ,计算得到不同转速下的扭转阻尼系数,如图 10 所示.从图中可以看出,扭转阻尼系数在 1~3 rad/s 转速下较为稳定,其均值为 315.2 $N \cdot m \cdot s/rad$,与有限元分析结果和式(12)的估算值均接近.随着转速的增加,扭转阻尼系数略有下降,但在其工作转速内基本可保持线性.

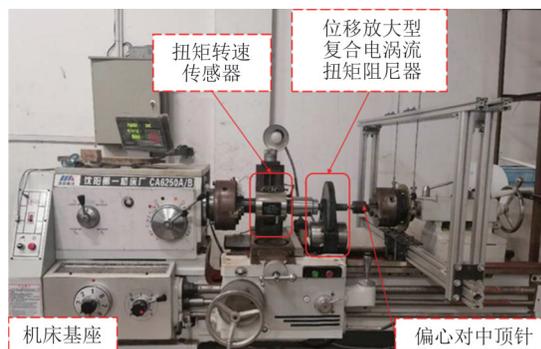


图 9 阻尼系数测定试验现场布置图

Fig.9 Layout of damping coefficient measurement test site

由于齿轮增速装置中齿轮组等构件间总是存在摩擦,因此为明确阻尼器内部摩擦是否可忽略,需对阻尼器内部摩擦进行测定.将阻尼器附墙支架与水平地面固结,阻尼器另一端安装有一定重量的匀质刚臂,此时阻尼器与刚臂处于竖直方向,可绕大齿轮轴转动,为排除转动过程中电涡流阻尼力对内摩擦测定的影响,在安装时已将复合管拆除.将刚臂手动转到某一角度使之与竖直方向成夹角 α_0 时,刚臂恰可克服摩擦力矩发生转动,此时的刚臂重力分量即

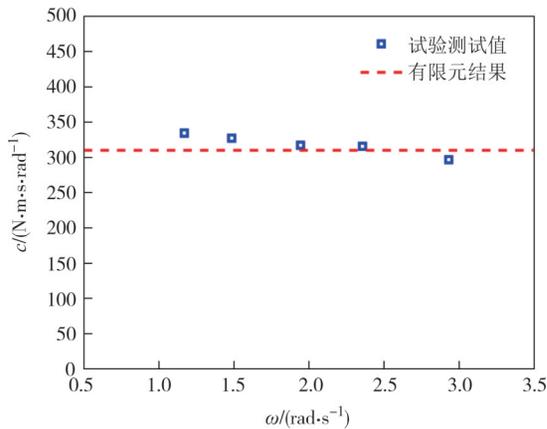


图10 扭转阻尼系数-角速度图

Fig.10 Torsional damping coefficient-angular velocity plot

为阻尼器内摩擦力,图11给出了阻尼器内部摩擦测定的示意图.经测定,阻尼器的内摩擦力矩为 $7.0\text{ N}\cdot\text{m}$,而阻尼系数测定时的电涡流阻尼器输出的阻尼力矩均大于 $869.9\text{ N}\cdot\text{m}$,内摩擦力矩仅占测定电涡流阻尼力矩的 0.8% ,因此阻尼器内部摩擦可以忽略.

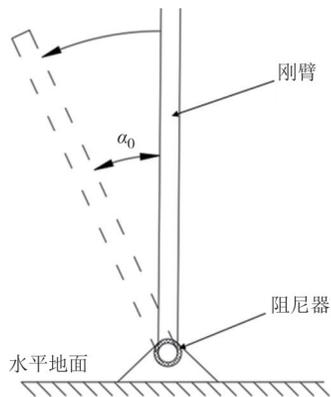


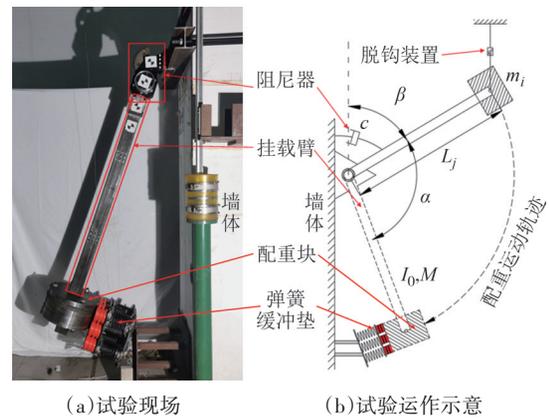
图11 阻尼器内摩擦测定示意图

Fig.11 Schematic diagram of friction measurement inside the damper

3.2 缓速验证试验及结果分析

为验证速度放大型复合管电涡流扭矩阻尼器对机构展开的缓速性能,设计制作了机构展开缓速的原理验证装置.该装置采用匀质刚性臂(挂载臂)挂载配重质量块的方式,根据图8阻尼器的细部构造,刚性臂一端与阻尼器固结之后通过附墙支架与刚性墙体连接,阻尼器骨架于大齿轮轴连接处设置一对低摩擦轴承,可实现阻尼器及与其固结刚性臂上的配重绕大齿轮轴极低摩擦转动,如图12(a)所示.试验时,将刚性臂提起一定角度后,通过脱钩装置进行自由释放,刚性臂与配重在重力作用下完成转动展

开,展开过程中齿轮增速装置运作,将机构转速放大后传入复合管电涡流扭矩阻尼器中实现高效耗能,如12(b)所示.为避免系统展开末了冲量对墙体的破坏,在下方设置了弹簧缓冲垫以耗散系统剩余能量.为测试速度放大型复合管电涡流扭矩阻尼器在不同配重挂载以及不同挂载位置下的展开缓速性能,本试验进行了9个工况下的原理验证试验,工况具体参数见表2.试验时使用高速摄像机对系统的运动信息进行采集,后经计算机处理得到展开过程中的位移与速度历程.



(a) 试验现场 (b) 试验运作示意

图12 试验现场总装及挂载臂展开示意图及受力图示

Fig.12 Schematic diagram and force diagram of the final assembly and deployment of the mounting arm on the test site

表2 各工况参数及转动质量矩

Tab. 2 Parameters of various working conditions and rotational mass moment

工况	L/m	m/kg	$I/(kg\cdot m^2)$
工况一	0.6	50	44.75
工况二	0.6	100	62.75
工况三	0.6	150	80.75
工况四	1.2	50	98.75
工况五	1.2	100	170.75
工况六	1.2	150	242.75
工况七	1.8	50	188.75
工况八	1.8	100	350.75
工况九	1.8	150	512.75

试验时的展开初始角度与最终展开角度设置为 $\beta=15^\circ$ 和 $\theta=150^\circ$,匀质挂载臂总质量为 $M=20\text{ kg}$,挂载臂长度 $l=2\text{ m}$,挂载臂的转动质量矩 $I_0=26.75\text{ kg}\cdot\text{m}^2$.根据能量守恒定律,试验装置在未加装电涡流阻尼器时的转速 ω_0 可通过式(14)进行计算:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2Mgl \cos \beta + 4m_i g L_j \cos \beta}{I}} \quad (14)$$

式中: m_i 为配重质量; L_j 为配重挂载点到旋转中心的距离. 经计算所测试的 9 个工况下的最大展开速度不超过 8 rad/s. 采用有限元分析对制造的电涡流阻尼器样机在不同挂臂展开速度下的阻尼力矩进行了仿真计算, 结果如图 13 所示. 可以看出, 电涡流阻尼力矩在 0~8 rad/s 范围内均保持良好线性, 可保证缓冲过程中阻尼力矩的线性输出.

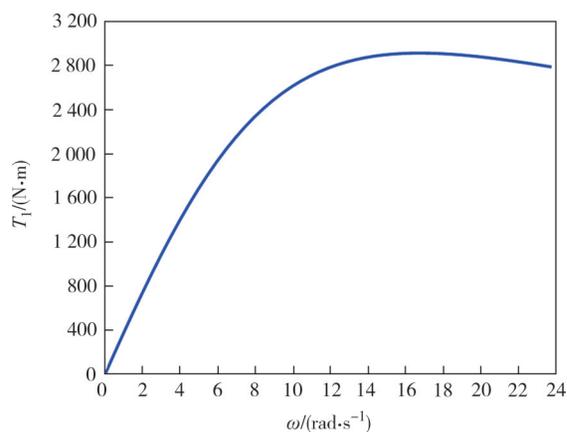


图 13 电涡流阻尼器在挂载臂不同转速下的扭矩

Fig. 13 Torque of eddy current damper at different rotational speeds of the mounting arm

图 14 给出了部分工况下角速度与角位移关系的试验测试结果. 此外, 针对试验设置可采用图 12(b) 的计算简图与运动方程(15)对展开过程进行模拟:

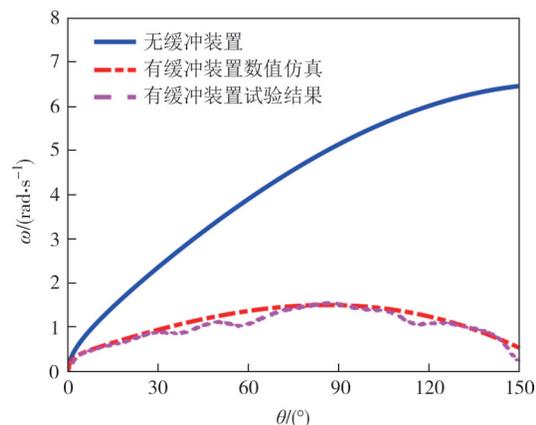
$$I\ddot{\theta} + c\dot{\theta} = Mg \frac{l}{2} \sin(\theta + \beta) + m_i g L_j \sin(\theta + \beta) \quad (15)$$

式中: c 为阻尼器扭转阻尼系数; I 为系统的转动质量矩, 其计算式见式(16).

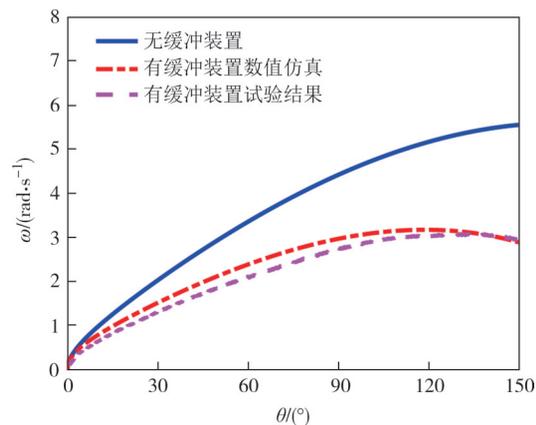
$$I = I_0 + m_i L_j^2 \quad (16)$$

采用四阶龙格-库塔积分方法求解运动方程(15)可得到速度放大型电涡流扭矩阻尼器控制下的转臂角位移与速度时程, 并也在图 14 中给出, 与试验结果进行对比. 值得说明的是, 由于试验中转轴处采用了低摩擦轴承且转轴与轴承间接触面积小, 可实现挂载臂及配重低摩擦转动, 且通过测试得到的摩擦力矩仅为电涡流阻尼力矩的 0.8%, 因此方程(15)中忽略了系统摩擦阻尼带来的影响. 图 14 给出了部分工况的结果, 数值仿真的结果与试验结果基本吻合, 且挂载臂最大展开工作角速度远小于复

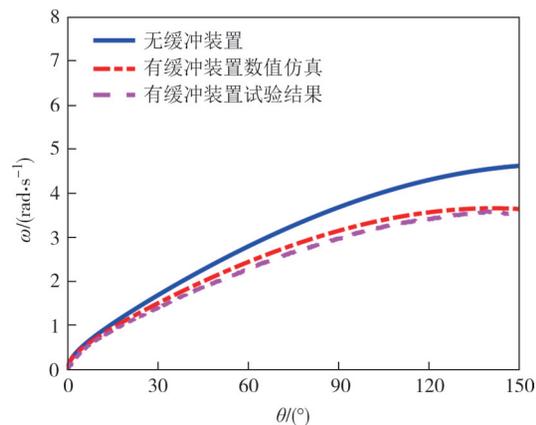
合管电涡流扭矩阻尼器的非线性临界速度, 缓冲过程中阻尼力矩近似为与速度相关的线性输出量. 为研究速度放大型电涡流扭矩阻尼器最终动能耗散效率, 将各工况下挂载臂的最终展开角速度汇总于表 3. 根据表 3 给出的试验结果可以看出, 相比于无控情况, 荷载工况一耗能效率高达 99.9%, 对于工况九, 能量耗散效率也可达到 41.6%.



(a) 工况一



(b) 工况五



(c) 工况九

图 14 部分工况挂载臂角速度随展开角位移变化图

Fig. 14 Variation diagram of angular velocity of mount arm with developing angular displacement in some operating conditions

表3 电涡流缓冲机构能量耗散结果表

Tab. 3 Table of energy dissipation results of eddy current buffer mechanism

工况	最终展开角速度/(rad·s ⁻¹)		能量耗散百分比/%	
	无缓冲机构	有缓冲机构	数值模拟	试验
工况一	6.46	0.252	99.3	99.9
工况二	6.92	1.353	96.4	96.2
工况三	7.16	2.147	90.5	91.0
工况四	5.51	1.625	92.0	91.3
工况五	5.56	2.938	73.0	72.1
工况六	5.58	3.629	58.4	57.7
工况七	4.68	2.361	75.4	74.6
工况八	4.64	3.091	50.9	55.6
工况九	4.62	3.532	37.6	41.6

4 结论

考虑到传统电涡流阻尼器耗能效率不高的问题,提出了一种结合齿轮增速装置和复合管电涡流扭矩阻尼器的速度放大型电涡流扭矩阻尼器.基于有限元分析软件建立了电涡流扭矩阻尼器的有限元模型,研究了空气间隙、导体管厚度、背铁厚度等参数对扭转阻尼系数的影响,提出了考虑安装空间限制下的阻尼系数估算公式,并制造了速度放大型电涡流扭矩阻尼器样机和展开机构原理验证装置,开展了冲击缓速性能试验.得到的主要结论如下:

1)提出了一种带齿轮增速装置的复合管电涡流扭矩阻尼器,大幅提高了传统电涡流阻尼器的耗能密度.

2)导体管及永磁体厚度存在最优值使得阻尼器的阻尼系数最大化,而背铁厚度达到一定值后对阻尼系数提升影响不大,同时在加工精度可保障的情况下,取更小的空气间隙能大幅提高阻尼系数.

3)推导的在一定安装空间限制下的阻尼系数估算公式与有限元模型结果吻合较好.机构展开缓速试验结果表明,数值仿真的结果与试验结果吻合较好,在重12.27 kg阻尼器下,能使得展开机构在最不利工况下的最终动能耗散效率达41.6%.

参考文献

[1] DE DOMENICO D, RICCIARDI G, TAKEWAKI I. Design

strategies of viscous dampers for seismic protection of building structures: a review [J]. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 2019, 118: 144-165.

[2] 陈云, 吕西林, 蒋欢军. 新型耗能增强型形状记忆合金阻尼器减震性能研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2013, 40(2): 31-38.

CHEN Y, LÜ X L, JIANG H J. Seismic performance study on new enhanced energy dissipation SMA damper [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2013, 40(2): 31-38. (in Chinese)

[3] JAISEE S, YUE F, OOI Y H. A state-of-the-art review on passive friction dampers and their applications [J]. Engineering Structures, 2021, 235: 112022.

[4] 周海俊, 何纪元, 杨夏, 等. 摩擦阻尼器-拉索系统振动特性试验研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2022, 49(5): 26-33.

ZHOU H J, HE J Y, YANG X, et al. Experimental study on vibration characteristics of friction-damper-cable system [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2022, 49(5): 26-33. (in Chinese)

[5] 方圣恩, 陈小妹. 装配式转动摩擦阻尼器耗能性能研究[J]. 建筑结构学报, 2023, 44(增刊1): 149-156.

FANG S E, CHEN X M. Research on dissipation capacity of an assembled rotational friction damper [J]. Journal of Building Structures, 2023, 44(Sup.1): 149-156. (in Chinese)

[6] 周云, 李家乐, 钟根全, 等. 钢管叠层黏弹性阻尼器性能研究[J]. 土木工程学报, 2023, 56(10): 1-10.

ZHOU Y, LI J L, ZHONG G Q, et al. Research on properties of laminated viscoelastic body filled steel tube damper [J]. China Civil Engineering Journal, 2023, 56(10): 1-10. (in Chinese)

[7] 李寿英, 霍朝煜, 毛伟阳, 等. 齿轮齿条式电涡流阻尼器有限元数值研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2022, 49(9): 100-107.

LI S Y, HUO Z Y, MAO W Y, et al. FEM numerical study of eddy current damping-rack and gear wall [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2022, 49(9): 100-107. (in Chinese)

[8] 陈政清, 黄智文, 王建辉, 等. 桥梁用TMD的基本要求与电涡流TMD[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2013, 40(8): 6-10.

CHEN Z Q, HUANG Z W, WANG J H, et al. Basic requirements of tuned mass damper for bridges and the eddy current TMD [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2013, 40(8): 6-10. (in Chinese)

[9] SODANO H A. Eddy current damping in structures [J]. The Shock and Vibration Digest, 2004, 36(6): 469-478.

- [10] SHIN H J, CHOI J Y, CHO H W, et al. Analytical torque calculations and experimental testing of permanent magnet axial eddy current brake[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2013, 49(7): 4152-4155.
- [11] DIEZ-JIMENEZ E, SUGIURA T, RIZZO R, et al. Electro magnetic techniques for vibration damping and isolation [J]. Shock and Vibration, 2019, 2019(1): 9139067.
- [12] 华旭刚, 黄智文, 陈政清. 大跨度悬索桥的多阶模态竖向涡振与控制[J]. 中国公路学报, 2019, 32(10): 115-124.
HUA X G, HUANG Z W, CHEN Z Q. Multimode vertical vortex-induced vibration of suspension bridges and control strategy [J]. China Journal of Highway and Transport, 2019, 32 (10) : 115-124. (in Chinese)
- [13] WEN Q, HUA X G, CHEN Z Q, et al. Control of human-induced vibrations of a curved cable-stayed bridge: design, implementation, and field validation [J]. Journal of Bridge Engineering, 2016, 21(7): 04016028.
- [14] WANG L K, NAGARAJAIAH S, SHI W X, et al. Study on adaptive-passive eddy current pendulum tuned mass damper for wind-induced vibration control [J]. The Structural Design of Tall and Special Buildings, 2020, 29(15): e1793.
- [15] LU X L, ZHANG Q, WENG D G, et al. Improving performance of a super tall building using a new eddy-current tuned mass damper [J]. Structural Control and Health Monitoring, 2017, 24(3): e1882.
- [16] HUANG Z W, HUA X G, CHEN Z Q, et al. Modeling, testing, and validation of an eddy current damper for structural vibration control [J]. Journal of Aerospace Engineering, 2018, 31 (5) : 04018063.
- [17] 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]. 长沙: 湖南大学, 2016.
HUANG Z W. Theoretical study of eddy current damper and its application in vertical vortex-induced vibration control of bridges [D]. Changsha: Hunan University, 2016. (in Chinese)
- [18] 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 Y F, LI S Y, WANG J Z, 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)
- [19] 王楠楠, 刘宁, 沈艳萍, 等. 冲击载荷下圆筒型电涡流阻尼器动力特性研究[J]. 振动与冲击, 2021, 40(11): 65-69.
WANG N N, LIU N, SHEN Y P, et al. Dynamic characteristics of cylindrical eddy current damper under impact load [J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(11): 65-69. (in Chinese)
- [20] 王少纯, 邓宗全. 新型涡流磁阻尼月球着陆器[J]. 上海交通大学学报, 2006, 40(12): 2151-2154.
WANG S C, DENG Z Q. A novel lunar lander with magnetic damping of eddy current [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2006, 40(12): 2151-2154. (in Chinese)