

# 电磁吸盘-摩擦摆复合隔震支座 理论分析与试验研究

李晓东, 翁银绩, 陈恩亮, 郭明晶

(兰州理工大学土木工程学院, 甘肃 兰州 730050)

**摘要:** 为解决摩擦摆支座在外部荷载激励下不具备抗拔性的缺点, 基于电磁原理和半主动控制思想, 提出了一种以电磁力为基础, 结合传统摩擦摆的电磁吸盘-摩擦摆复合隔震支座 (Electromagnetic Chuck-Friction Pendulum System, ECFPS)。介绍了该复合隔震支座的构造特点和耗能机制, 并基于电磁原理推导出电磁吸盘吸力以及 ECFPS 的等效刚度、周期和等效阻尼比等理论公式, 建立了 ECFPS 计算模型。设计并制作了一个缩尺比为 1:3 的 ECFPS 试件, 对不同输入电流、竖向荷载和不同位移幅值下的滞回性能进行了试验研究, 探究了不同输入电流对抗拔性能的影响。试验结果表明: 理论值与试验值吻合度较高, 验证了理论公式推导的正确性; 等效刚度和单位循环耗能变化明显, 两者最大变化幅度分别为 19.81% 和 28.16%; 随着电磁吸盘输入电流的增大, ECFPS 支座的抗拔性能提高, 实现了支座竖向抗拔的功能。

**关键词:** 隔震; 摩擦摆支座; 电磁力; 滞回性能; 竖向抗拔

**中图分类号:** TU352.12 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2024)07-1250-09

**DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2024.07.017

## 引言

摩擦摆隔震支座 (Friction Pendulum System/Bearing, FPS/FPB) 因其良好的减/隔震效果、高承载力、较好的稳定性及自复位和抗平扭等能力, 一直以来都是结构领域热门的研究对象之一<sup>[1-4]</sup>。国内外的学者一直通过各种技术手段改进其由于自身特性导致的不足, 如曹迎日等<sup>[5]</sup>提出的碟簧-单摩擦摆三维隔震(振)装置, 通过在传统摩擦单摆隔震支座的竖直方向上串联碟簧隔振单元, 实现水平与竖向的隔震; 庄鹏等<sup>[6]</sup>将 SMA 拉索与摩擦摆组合, 利用形状记忆合金材料的特性, 实现隔震支座在水平方向的多级减震。这些研究结果都表明改进后的支座隔震的有效性, 但是由于其材料特性, 大多数组合隔震体系均属于被动控制, 隔震效果很大程度上依然取决于材料及参数的合理选择, 存在自适应能力差, 抗拔能力弱等问题, 而抗拔问题其实是一个脱空问题, 即支座在地震发生时, 由于振动过大或上部结构较轻, 导致摩擦摆支座的上支座板与下支座板脱离, 使摩擦摆支座失效, 针对这一问题, 一些学者也先后提出了解决方案, 如刘沛<sup>[7]</sup>为解决复摩擦摆支座复位能力差, 不具备抗拔能力的缺点, 将形状记忆合金

拉索与复摩擦摆相结合, 提出了一种多功能自适应复摩擦摆支座; 张亚飞等<sup>[8]</sup>为了实现支座水平刚度与阻尼的任意变化, 将卡扣式滑块与滑动面柱面接触, 研发了轨道式变摩擦摆隔震支座, 克服了滑移支座不能承担拉力的缺点。李晓东等<sup>[9]</sup>针对传统三重摩擦摆隔震支座不具备竖向抗拔能力的缺点, 通过设置弹簧装置使支座具有抗拔性。但依然没有将支座自适应能力差, 抗拔能力弱等问题一并解决。

磁悬浮技术作为一种集电磁学、电子技术、控制理论、信号处理为一体的新兴智能技术, 在航天航空、机械制造和磁悬浮列车等领域有着广泛的应用<sup>[10]</sup>。因其电磁力输出稳定、电磁力大小可控等优势, 在建筑结构领域也备受青睐, 目前国内外学者已研制了多种基于磁悬浮技术的减/隔震装置; 如黄东鑫<sup>[11]</sup>提出了一种基于可控磁悬浮技术的竖向隔震装置; 夏昌等<sup>[12]</sup>基于电磁学原理, 提出了一种磁悬浮隔震支座。

本文针对摩擦隔震支座抗拔能力弱、自适应能力差的问题, 提出一种采用三态控制<sup>[13]</sup>的可调节电磁吸盘-摩擦摆复合隔震支座 (Electromagnetic Chuck-Friction Pendulum System, ECFPS)。此隔震支座中, 将 FPS 作为基本的耗能部件, 在其中设置磁力可调节的电磁吸盘, 并进行了电磁吸盘的吸

力试验,对ECFPS进行理论分析,根据分析结果设计并制作了1个缩尺比为1:3的ECFPS试件,对其进行低周往复加载试验。分析该支座的滞回曲线、等效刚度、等效阻尼比、单位循环耗能等参数,检验将磁力可调节的电磁吸盘用于改善FPS隔震支座的抗拔性能及辅助耗能能力的有效性及其可行性。

## 1 ECFPS的构造及耗能机制

### 1.1 构造设计

电磁吸盘-摩擦摆复合隔震支座(ECFPS)由下支座板、上支座板、铰接滑块、电磁吸盘以及控制系统组成,结构构造图如图1所示。其中,下支座板顶面有一个滑动曲面,滑动曲面下方有一个预留的凹槽,便于放置电磁吸盘;上支座板底面有滑块容腔,铰接滑块顶面的曲率半径与上支座板滑块容腔相同,底面曲率半径与下支座板滑动曲面曲率半径相同。电磁吸盘由同心圆铁芯、内圆环、外圆环、线圈绕组及电磁基座构成。其中单摆摩擦摆组成水平隔震单元,电磁吸盘装置组成抗拔耗能单元,考虑到对单摩擦摆的电磁作用以及对电磁组件的保护,故而将电磁组件部分内嵌至下支座板滑动曲面下方预留的凹槽之内,这样既可保证电磁组件产生的电磁力能够均匀分布在单摆摩擦摆的滑动曲面内,又可以保证电磁组件与整体的牢固结合。

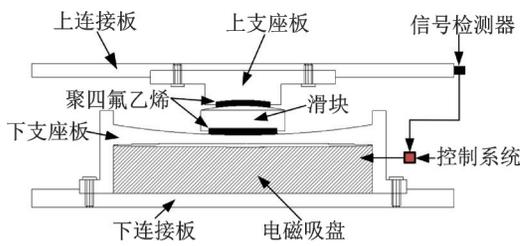


图1 ECFPS结构构造图

Fig. 1 Structure diagram of ECFPS

### 1.2 隔震耗能机制

在受到地震作用激励时,初始未通电的电磁吸盘不会阻碍ECFPS的正常工作,一旦地震激励作用超过滑块所受到的静摩擦力,ECFPS启动,信号检测器检测到每一时刻的地震加速度和建筑物的状态(位移、速度和加速度),将采集的信号输入控制器中,控制系统开始工作,激活电源,通过预先设定的三态控制程序,调节输入电磁吸盘的电流,电流分为小、中、大三档,分别对应小震、中震和大震。根据电流大小,电磁吸盘产生相应的控制力作用在支座上,进而改变复合隔震支座的刚度和阻尼,提高支座的

耗能能力。其技术路线如图2所示。

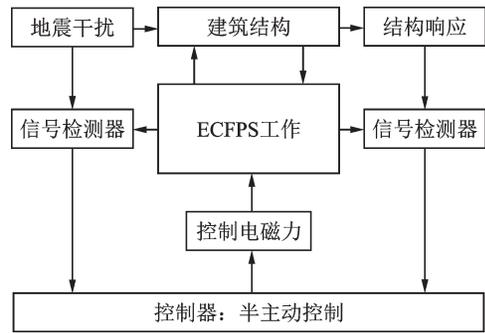


图2 技术路线图

Fig. 2 Technical roadmap

## 2 电磁吸盘力学性能分析

### 2.1 电磁吸盘构造

电磁吸盘装置作为独立的抗拔耗能单元,其由同心圆铁芯、内圆环、外圆环和附属线圈绕组等四部分组成,在同心圆铁芯和内圆环、内圆环和外圆环之间的环形槽内放置铜芯线圈,并浇筑环氧树脂进行绝缘密封处理,其结构如图3所示。当铜芯线圈通入直流电后,位于磁场周围的导磁体受到磁化影响,磁力线穿过铁芯,铜芯线圈产生稳定的磁场,通过控制流入线圈的电流大小,从而控制电磁力的大小。

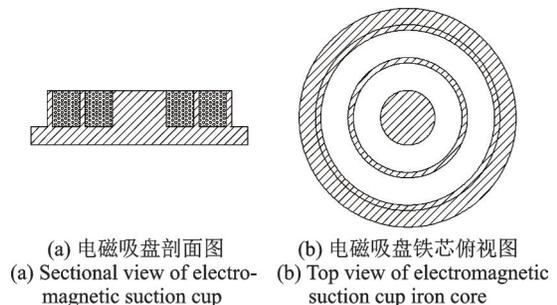


图3 电磁组件结构图

Fig. 3 Structure diagram of electromagnetic component

### 2.2 电磁吸盘理论分析

电磁吸盘所产生的吸力大小与磁力线穿过磁极的总面积以及磁极的磁感应强度有关且成正比,设定磁感应强度在磁极表面的分布是均匀的,当磁力线穿过铁芯,且输入电流为直流电时,其电磁吸力的公式为<sup>[14-15]</sup>:

$$F_c = \frac{B_0^2 S}{2\mu_0} \quad (1)$$

式中  $B_0^2$  为磁极的磁感应强度 ( $\text{Wb}/\text{cm}^2$ );  $S$  为磁极面积 ( $\text{cm}^2$ );  $\mu_0$  为空气磁导率 ( $1.25 \times 10^{-8} \text{ H}/\text{cm}$ );  $F_c$

为电磁吸力(J/cm)。

式(1)就是通常所说的麦克斯韦电磁吸力方程<sup>[16-17]</sup>,虽然在边缘磁通不能忽略时,应优先考虑能量平衡法,但是上述装置边缘磁通可以忽略,且式(1)相对简练,与能量平衡法相比误差不大,故优先使用麦克斯韦电磁吸力方程。将上述 $\mu_0$ 代入式(1),则有:

$$F_c = 10.2 \times \frac{10^{-16}}{2 \times 1.25 \times 10^{-8}} B_0^2 \times S = \frac{1}{25 \times 10^8} B_0^2 \times S = \left( \frac{\Phi}{5000} \right)^2 \times \frac{1}{S} \quad (2)$$

式中  $\Phi$  为磁通量( $T \cdot m^2$ )。

为对电磁组件整体模型有更清晰的概念,建立如图4所示的等效磁路模型,并对电磁组件的模型结构作出如下假设:

(1)不考虑漏磁影响;

(2)电磁组件的内、外圆环、铁芯为整体导磁材料,且与摩擦摆下支座板整体贴合,不考虑空气隙。

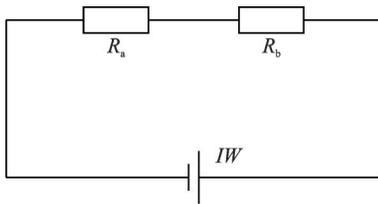


图4 等效磁路模型

Fig. 4 Equivalent magnetic circuit model

图4中, $IW$ 为线圈产生的磁动势; $R_a$ 为铁心磁阻; $R_b$ 为下支座板磁阻,则磁路等效模型为:

$$\Phi = IW \left( \frac{1}{R_a} + \frac{1}{R_b} \right) \times 10^8 \quad (3)$$

根据图3电磁吸盘的结构图计算出气隙磁导为:

$$G_0 = \mu_0 \frac{S_0}{\delta} = \mu_0 \frac{S_1 S_2 S_3}{\delta (S_1 + S_2 + S_3)} \quad (4)$$

式中  $S_1 = \pi(R_1^2 - R_2^2)$  为铁芯外圆环面积; $S_2 = \pi(R_3^2 - R_4^2)$  为铁芯内圆环面积; $S_3 = \pi R_5^2$  为同心圆铁芯面积; $\delta$  为气隙长度。

参考磁路等效模型式(3),加入气隙磁导的磁路等效模型为:

$$\Phi = IW \left( G_0 + \frac{1}{R_a} + \frac{1}{R_b} \right) \times 10^8 \quad (5)$$

由基尔霍夫第二定律可知,铁芯和衔铁的磁导率要比空气大千倍以上,再考虑到磁降势,故有:

$$\Phi' = \Phi (1 - 5\%) = IW G_0 \times 10^8 \times (1 - 5\%) \quad (6)$$

电磁吸盘所产生的电磁吸力由三部分组成,即

铁芯外圆环、内圆环、同心圆铁芯,由式(2)得电磁吸力 $F_c$ 为:

$$F_c = \left( \frac{\Phi'}{5000} \right)^2 \left( \frac{1}{S_1} + \frac{1}{S_2} + \frac{1}{S_3} \right) \quad (7)$$

将式(4)和(6)代入式(7)可知,电磁吸盘所产生的电磁吸力计算公式为:

$$F_c = 1.77 \times \frac{(IW)^2 (R_1^2 - R_2^2) (R_3^2 - R_4^2) R_5^2}{\delta^2 (R_1^2 - R_2^2 + R_3^2 - R_4^2 + R_5^2)} \times 10^{-7} \quad (8)$$

## 2.3 电磁吸盘试验

### 2.3.1 试验概况

为进一步验证理论分析所得出的可调节电磁吸盘电磁吸力公式的准确性,同时更加直观地感受电磁力大小,对电磁吸盘采用试验方式进行真实电磁吸力分析。考虑到经济性,试验用电磁吸盘的尺寸与原尺寸的缩尺比例为1:3,其模型与图3相同。在室温25℃的试验室内使用赛思万能试验机对电磁吸盘试件进行电磁力特性试验,测试电磁吸盘试件的力学性能,试验装置如图5所示。试件底板直径为320mm,同心圆铁芯直径为80mm,内、外圆环环径为10mm,线圈绕组用铜漆包线,匝数 $N_1 = 10650$ , $N_2 = 7730$ ;分别测定输入电流为0.1,0.2和0.3A时的电磁力大小。

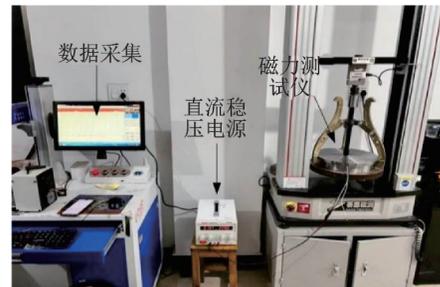


图5 电磁力试验装置

Fig. 5 Electromagnetic force test setup

### 2.3.2 试验值与理论值结果分析

试验获得电磁吸盘试件的吸力-位移曲线图如图6所示。由图可知随着输入电流的不断增大,赛思万能试验机拉开电磁吸盘试件所需的拉力越大,即电磁力也越大。将试验结果与理论值进行对比,如图7所示,可以看出试验值与理论值曲线基一致,数据存在误差是因为在实际的操作过程中,同心圆铁芯和内、外圆环也存在磁势降,因此理论磁通计算得出的数值要比实际磁通值大,所以从试验数据和理论数据的对比情况来看,可以推断出理论计算虽有一定的误差,但是理论计算公式较为可靠,准确性较好。

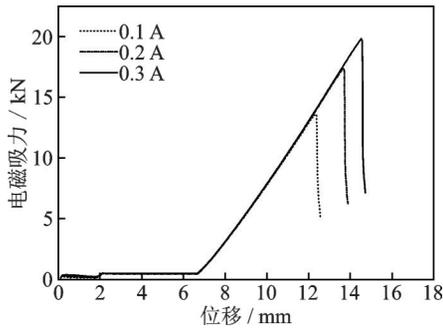


图 6 吸力-位移曲线

Fig. 6 Suction force-displacement curves

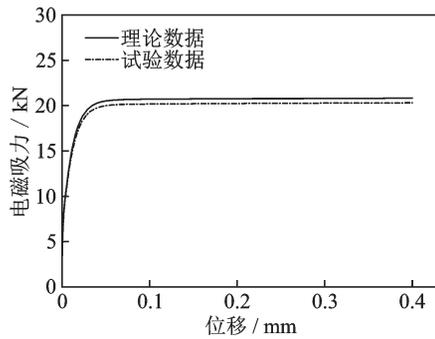


图 7 试验与理论值的对比图

Fig. 7 Comparison diagram of experimental and theoretical values

### 3 ECFPS 的力学模型

在地震激励下,对 ECFPS 支座的滑块进行受力分析,其力学简图如图 8 所示。

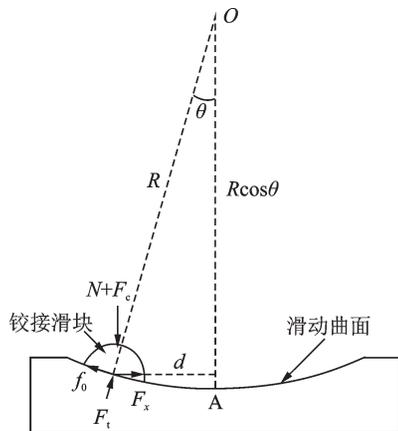


图 8 ECFPS 力学简图

Fig. 8 Mechanics diagram of ECFPS

图 8 中  $N$  为上部结构的重力;  $F_c$  为电磁吸力;  $f_0$  为摩擦力;  $F_1$  为滑块法向支反力;  $F_x$  为水平恢复力;  $d$  为滑块水平位移;  $R$  为曲率半径; 以  $OA$  边为始边, 逆时针  $\theta$  为正, 顺时针  $\theta$  为负。

滑块任意时刻的力学平衡方程有:

$$(N + F_c) \cos \theta - F_x \sin \theta - F_1 = 0 \quad (9)$$

$$(N + F_c) \sin \theta + F_x \cos \theta - f_0 = 0 \quad (10)$$

由式(10)知:

$$F_x = \frac{f_0}{\cos \theta} + \frac{(N + F_c) \sin \theta}{\cos \theta} \quad (11)$$

将式(11)代入式(9),则有:

$$F_1 = (N + F_c) \cos \theta - F_x \sin \theta = (N + F_c)(\cos \theta - \tan \theta \sin \theta) - f_0 \tan \theta \quad (12)$$

从式(12)可知法向支反力不仅与竖向荷载及电磁力有关,还与接触面摩擦力  $f_0$  有关,由库仑摩擦定律可得:

$$f_0 = \mu \operatorname{sgn}(\dot{\theta})(N + F_c) \quad (13)$$

式中  $\mu$  为滑块动摩擦系数;  $\operatorname{sgn}()$  为符号函数:

$$\operatorname{sgn}(\dot{\theta}) = \begin{cases} 1, & \dot{\theta} > 0 \\ -1, & \dot{\theta} < 0 \end{cases} \quad (14)$$

将式(13)代入式(11)可得:

$$F_x = \frac{\mu \operatorname{sgn}(\dot{\theta})(N + F_c)}{\cos \theta} + \frac{(N + F_c) \sin \theta}{\cos \theta} = \frac{(\mu \operatorname{sgn}(\dot{\theta}) + \sin \theta)(N + F_c)}{\cos \theta} \quad (15)$$

上述公式中,  $\theta$  值很小,故  $\cos \theta \approx 1$ ,根据图 8 可知,  $\sin \theta = d/R$ ,所以水平恢复力  $F_x$  为:

$$F_x = \frac{(N + F_c)d}{R} + \mu \operatorname{sgn}(\dot{\theta})(N + F_c) \quad (16)$$

由式(16)可知, ECFPS 的刚度:

$$K_{\text{fps}} = \frac{N + F_c}{R} \quad (17)$$

由式(16)可知 ECFPS 的滞回模型如图 9 所示。

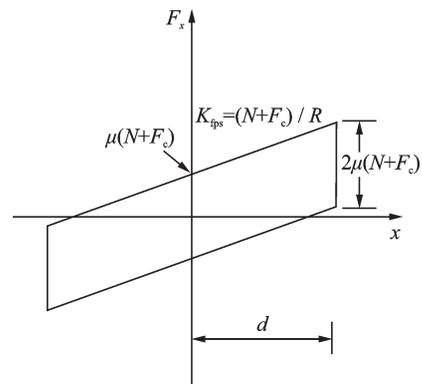


图 9 ECFPS 的滞回模型

Fig. 9 Hysteretic model of ECFPS

由滞回模型可得 ECFPS 的等效刚度和等效黏滞阻尼比为:

$$K_c = \frac{F_x}{d_x} = \frac{N + F_c}{R} + \frac{\mu(N + F_c)}{d_x} \quad (18)$$

$$\zeta_{\text{eff}} = \frac{E}{2\pi K_c d_x^2} = \frac{4\mu(N + F_c)d_x}{2\pi \left( \frac{N + F_c}{R} + \frac{\mu(N + F_c)}{d_x} \right) d_x^2} = \frac{2\mu}{\pi(\mu + d_x/R)} \quad (19)$$

式中  $d_x$  为 ECFPS 的设计位移;  $E$  为滞回耗散能量。

假设  $K_f$  为 ECFPS 的上部结构刚度, 则整体结构的等效刚度为:

$$K_e = \frac{K_f K_c}{K_f + K_c} \quad (20)$$

对于建筑隔震结构, 上部结构刚度远大于隔震层刚度, 因此可得应用 ECFPS 的隔震结构的等效自振周期为:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{N}{gK_c}} = 2\pi \sqrt{\frac{N}{g \left( \frac{N + F_c}{R} + \frac{\mu(N + F_c)}{d_x} \right)}} = 2\pi \sqrt{\frac{d_x R}{g(d_x + \mu R)}} \times \frac{N}{N + F_c} \quad (21)$$

式中  $g$  为重力加速度。

由式(21)可知, ECFPS 隔震体系的自振周期不仅与  $d_x, N, R$  和  $\mu$  有关, 还与  $F_c$  有关, 因此控制电磁吸力的大小可以改变结构自振周期。

## 4 ECFPS 力学性能试验研究

### 4.1 试验模型概况

试验中设计了1个缩尺比为1:3的 ECFPS 试件, 电磁组件部分内嵌至下支座板滑动曲面下方凹槽之内, 该试件的上支座板与下支座板以及滑块均由 Q345 钢材制成, 且滑块的上下滑动面均设置有聚四氟乙烯材料, ECFPS 试件的球面曲率半径为 1000 mm, 支座侧向最大设计位移为  $\pm 90$  mm, 其尺寸图如图 10 所示。

此外, 由于缩尺模型与试验设备连接困难, 故加工两块  $540 \text{ mm} \times 540 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$  同材质的钢板, 将试件用螺栓固定在钢板上, 试件如图 11 所示。

### 4.2 试验设备简介及加载概况

本试验在兰州理工大学土木工程防灾减灾重点实验室完成, 采用 400 t 的 YJ-ZSL-8000 型静力及拟动力加载系统对试件进行拟静力加载。采用力学试验设备控制系统采集数据。ECFPS 试验装置简图

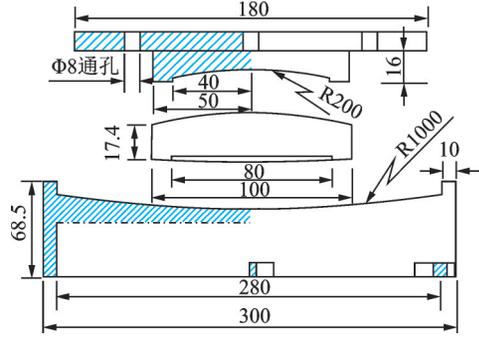


图 10 ECFPS 尺寸图 (单位: mm)

Fig. 10 Dimensional diagram of ECFPS (Unit: mm)

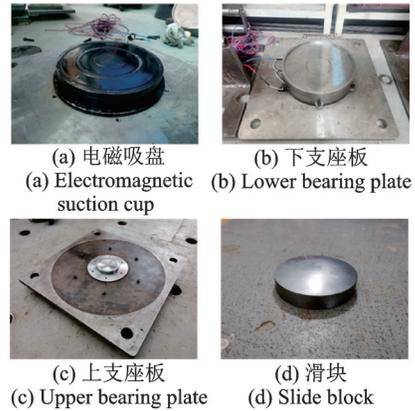


图 11 试验构件

Fig. 11 Test specimen

如图 12 所示; ECFPS 试件部分试验照片如图 13 所示。

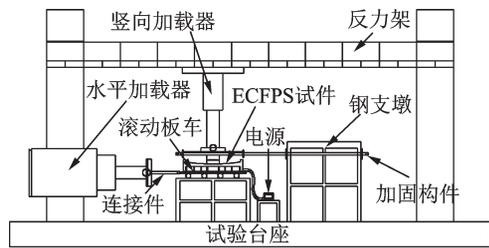


图 12 ECFPS 试验装置简图

Fig. 12 Experimental equipment diagram of ECFPS

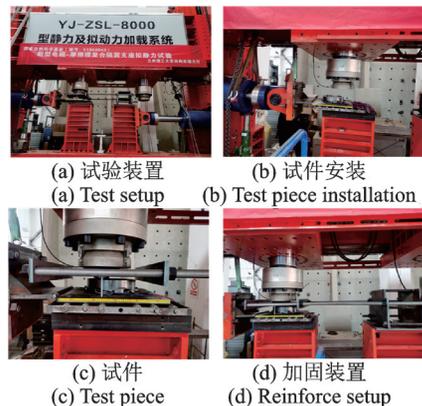


图 13 ECFPS 试验照片

Fig. 13 Test photos of ECFPS

试验设备主要由反力架、竖向加载器、水平加载器以及试验台座四部分组成,竖向加载器固定在反力架上,下端与试件上支座板顶面连接,为了防止水平加载时ECFPS试件上支座板发生转动,采用加固装置将其固定。水平加载器与下支座板连接,置于底座上,底座与下支座板之间设置滚动板车,以保证下支座板能正常滑动。

在进行正式试验之前,先进行预试验,以检验试件与设备运行是否正常。正式试验时ECFPS和常规FPS的滑动曲面与滑块之间均为干摩擦,不进行润滑。竖向加载器对试件施加恒定的竖向荷载,水平加载器采用位移控制,在水平方向对ECFPS试件施加正反向的正弦波位移。待ECFPS试件各工况试验完成后,断开电源,此时,ECFPS退化成为普通FPS,按照相同的荷载和位移进行加载,将所得的试验结果与ECFPS进行对比分析。

## 5 试验结果及分析

### 5.1 滞回性能

将ECFPS试件水平位移设置为90 mm,电流设置为0.1 A时的恢复力-位移曲线与理论曲线进行对比分析,如图14所示。可以发现,两曲线基本重合,表明试验结果与理论计算结果吻合度较高,误差部分由理论计算公式的简化以及试验环境引起。

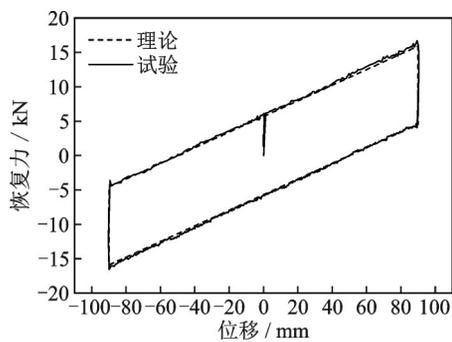


图14 ECFPS滞回曲线

Fig. 14 Hysteresis curve of ECFPS

将ECFPS试件水平位移设置为90 mm,竖向压力设置为50 kN,输入电流分别设置为0.1, 0.2和0.3 A,得到不同电流下ECFPS试件的恢复力-位移曲线如图15所示。可以发现,输入电流越大,电磁吸盘提供的恢复力越大,ECFPS的刚度越大,可知在改变电流的情况下,ECFPS可调节自身的刚度及其耗能,随着输入电流的增加,其支座的耗能有所减弱,因此,应将输入电流的大小控制在一个合理范围。

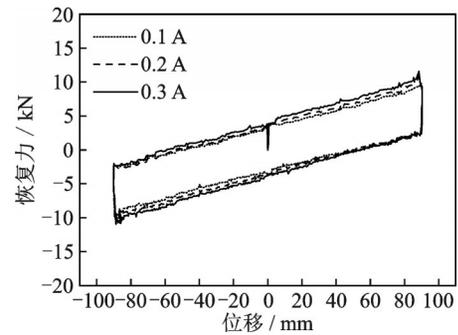


图15 试件ECFPS在不同电流下的滞回曲线

Fig. 15 Hysteresis curves of specimen ECFPS under various currents

将ECFPS试件水平位移设置为90 mm,输入电流设置为0.3 A,竖向压力分别设置为50和100 kN,得到ECFPS试件的恢复力-位移曲线如图16所示,可以发现,当竖向压力增加时,ECFPS启动时所需的荷载也相应提高,表明水平向滑块摩擦力增大,滞回环也愈发饱满。

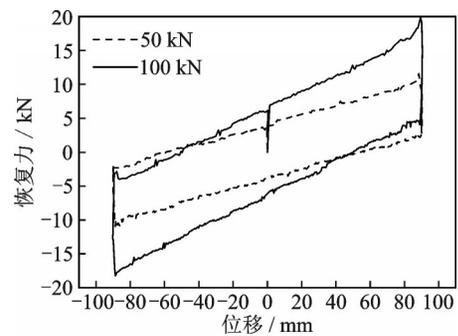


图16 不同竖向荷载下试件ECFPS的滞回曲线

Fig. 16 Hysteresis curves of specimen ECFPS under various vertical loads

### 5.2 ECFPS与FPS的性能对比

将ECFPS试件水平位移分别设置为50和90 mm,竖向压力设置为100 kN,输入电流分别设置为0.1, 0.2和0.3 A,上述试验完成后,断开电源,ECFPS试件退化成为普通的FPS,再对其进行低周往复加载试验,得到ECFPS试件和FPS试件的恢复力-位移曲线如图17和18所示,可以发现,与FPS试件相比,ECFPS试件在启动时所需的荷载增大,刚度也明显增大,滞回环所围的面积也显著增加。

水平位移分别为50和90 mm,输入电流分别为0.1, 0.2和0.3 A时,ECFPS试件和FPS试件的性能参数分别如表1和2所示。结果表明,当电流为0.1, 0.2和0.3 A,水平位移为50 mm时,ECFPS试件的单位耗能和等效刚度相对FPS试件分别提高了15.90%, 18.59%, 22.52%和13.62%, 17.40%,

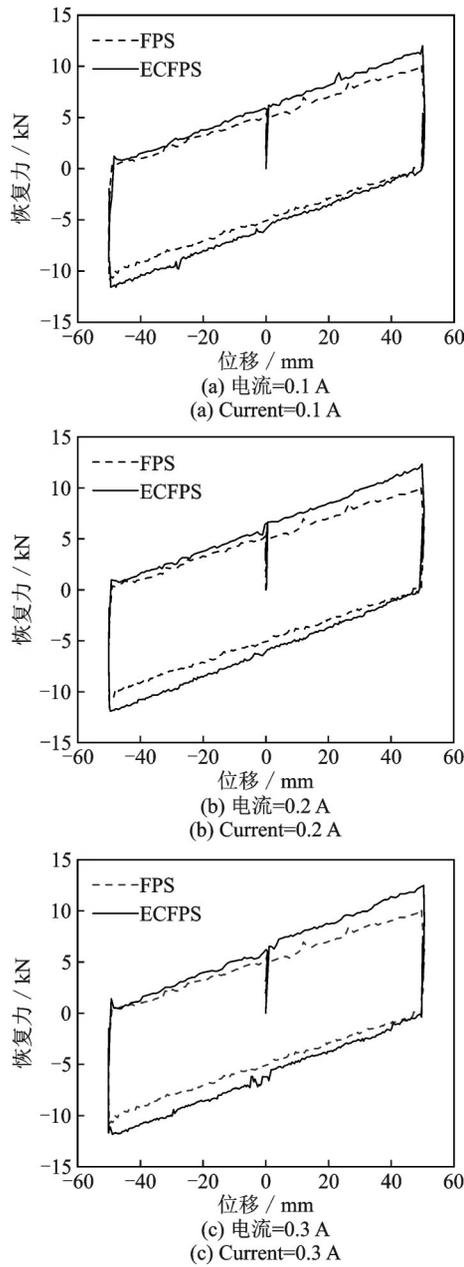


图17  $d=50\text{ mm}$ 时试件ECFPS和试件FPS的滞回曲线对比

Fig.17 Comparison of hysteresis curves of specimen ECFPS and FPS ( $d=50\text{ mm}$ )

19.81%，等效黏滞阻尼比相较于FPS试件无变化。当电流依然为0.1,0.2和0.3 A,水平位移增大到90 mm时,ECFPS试件的恢复力-位移曲线的面积增大,ECFPS试件的耗能相对于FPS试件明显增加,单位耗能分别增大20.60%,26.23%,28.16%,等效刚度分别增大13.62%,17.40%,19.81%,ECFPS试件的等效黏滞阻尼比无变化。

### 5.3 抗拔性能

对不同电流下的ECFPS试件进行抗拔性能测试,如图19所示,可以发现,随着输入电流的增加,支座的抗拔能力增强。在0.1,0.2和0.3 A时,

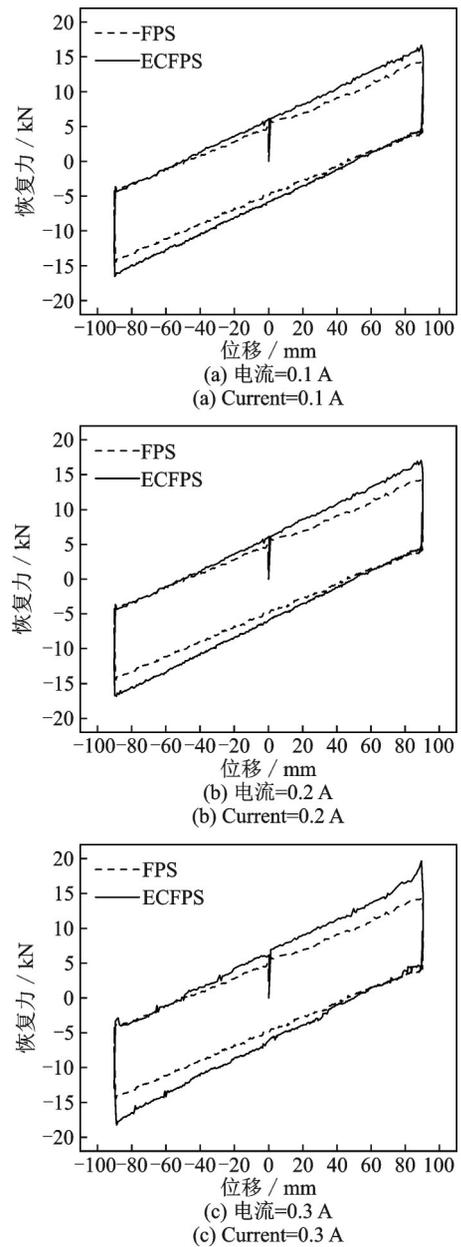


图18  $d=90\text{ mm}$ 时试件ECFPS和试件FPS的滞回曲线对比

Fig.18 Comparison of hysteresis curves of specimen ECFPS and FPS ( $d=90\text{ mm}$ )

表1  $d=50\text{ mm}$ 时试件ECFPS和FPS的性能参数

Tab.1 Comparison of performance parameters of specimen ECFPS and FPS ( $d=50\text{ mm}$ )

试件类型	电流/A	等效刚度/ ( $\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}$ )	单位耗能/ ( $\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}$ )	等效黏滞 阻尼比
ECFPS	0.1	0.2272	1176.41	0.3183
	0.2	0.2348	1203.80	0.3183
	0.3	0.2396	1243.55	0.3183
FPS	—	0.2000	1015.03	0.3183

抗拔力分别达到了13.62,17.40和19.81 kN,此抗拔力即为电磁吸盘通电后对支座所产生的电磁吸力。

表2  $d=90$  mm时试件ECFPS和FPS的性能参数Tab.2 Comparison of performance parameters of specimen ECFPS and FPS ( $d=90$  mm)

试件类型	电流/A	等效刚度/ ( $\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}$ )	单位耗能/ ( $\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}$ )	等效黏滞 阻尼比
ECFPS	0.1	0.1767	2148.52	0.2274
	0.2	0.1826	2248.75	0.2274
	0.3	0.1864	2263.22	0.2274
FPS	—	0.1556	1781.49	0.2274

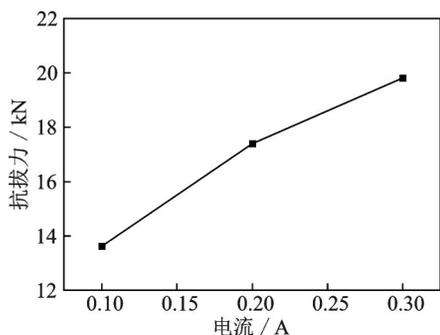


图19 试件ECFPS在不同电流下对应的抗拔力

Fig.19 The corresponding pull-out resistance of the specimen ECFPS under various currents

## 6 结 论

本文提出一种电磁吸盘-摩擦摆复合隔震支座,并对其理论分析与试验研究,得出以下结论:

(1)ECFPS理论值与试验值的滞回曲线基本一致,验证了本文理论公式推导的正确性。

(2)随着电流的增大,ECFPS的等效刚度和单位耗能逐渐增大,滞回曲线愈发饱满,表明改变电流可以增大支座的刚度和耗能。

(3)随着竖向压力的增大,ECFPS在相同电流和位移幅值下的滞回曲线面积明显增大,引起等效刚度和单位耗能的增加,等效黏滞阻尼比无明显变化。

(4)在相同位移幅值,不同输入电流条件下,ECFPS的滞回环面积较FPS有明显增大,表明ECFPS的耗能能力优于普通的FPS。

(5)ECFPS支座具有较好的抗拔功能,通过对电磁吸盘输入不同的电流,增大电磁吸盘吸力,既给摩擦摆主体提供了额外的水平耗能能力,又给摩擦摆提供了竖向抗拔力,解决了传统摩擦摆不具备抗拔性能的问题。

### 参考文献:

[1] 高健峰,李建中,方志伟.不同减隔震支座对跨断层桥

梁地震响应的影响[J].地震工程与工程振动,2021,41(4):48-59.

GAO Jianfeng, LI Jianzhong, FANG Zhiwei. Effects of different seismic mitigation or isolation bearings on seismic responses of bridges crossing fault-rupture zones [J]. Earthquake Engineering and Engineering Vibration, 2021, 41(4): 48-59.

[2] 李晓东,杨欢,孟强,等.适用于村镇房屋的新型摩擦摆隔震性能试验研究[J].地震工程与工程振动,2020,40(2):101-110.

LI Xiaodong, YANG Huan, MENG Qiang, et al. Experimental study on isolation performance of a new type of friction pendulum for village buildings[J]. Earthquake Engineering and Engineering Vibration, 2020, 40(2): 101-110.

[3] 黄朝光.带有双曲面球型减隔震支座的钢桁梁节段模型拟静力试验研究[J].地震工程与工程振动,2020,40(4):227-235.

HUANG Chaoguang. Research on quasi-static experiment of the section model of steel truss beam with the double spherical seismic isolation bearing[J]. Earthquake Engineering and Engineering Vibration, 2020, 40(4):227-235.

[4] 陈之毅,贾鹏,刘志谦.基于摩擦摆支座的地铁车站减震控制参数敏感性分析[J].土木工程学报,2022,55(4):12-22.

CHEN Zhiyi, JIA Peng, LIU Zhiqian. Parameter analysis of friction pendulum bearings in underground stations during the earthquake[J]. China Civil Engineering Journal, 2022, 55(4): 12-22.

[5] 曹迎日,潘鹏,孙江波,等.碟簧-单摩擦摆三维隔震(振)装置力学性能及隔震(振)效果研究[J].建筑结构学报,2022,43(7):44-53.

CAO Yingri, PAN Peng, SUN Jiangbo, et al. Mechanical properties and isolation effect of disc spring-single friction pendulum 3D vibration isolation device[J]. Journal of Building Structures, 2022, 43(7):44-53.

[6] 庄鹏,孙仕琦,韩森.SMA拉索-复摩擦摆隔震支座性能试验研究[J].建筑结构学报,2021,42(增刊2):482-489.

ZHUANG Peng, SUN Shiqi, HAN Miao. Performance experiment of SMA cable-double friction pendulum isolation bearing[J]. Journal of Building Structures, 2021, 42(Sup2): 482-489.

[7] 刘沛.多功能自适应复摩擦摆支座的滞回性能研究[D].北京:北京建筑大学,2019.

LIU Pei. Study on hysteretic behavior of multifunctional and adaptive double friction pendulum bearing[D]. Beijing: Beijing University of Civil Engineering and Architecture, 2019.

[8] 张亚飞,谭平,尚继英,等.轨道式变摩擦摆隔震支座力

- 学性能研究[J]. 振动工程学报, 2020, 33(2): 314-321.  
ZHANG Yafei, TAN Ping, SHANG Jiying, et al. Study on mechanical properties of rail variable friction pendulum system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2020, 33(2): 314-321.
- [9] 李晓东, 王文渊. 抗拔型三重摩擦摆隔震支座数值模拟研究[J]. 工程抗震与加固改造, 2016, 38(6): 85-88.  
LI Xiaodong, WANG Wenyuan. Study on numerical simulation of uplift resistance triple friction pendulum isolation bearing[J]. Earthquake Resistant Engineering and Retrofitting, 2016, 38(6): 85-88.
- [10] 夏昌, 傅大宝, 黄滨. 磁悬浮技术在结构减振控制中的应用[J]. 地震工程与工程振动, 2014, 34(1): 211-216  
XIA Chang, FU Dabao, HUANG Bin. Application of magnetic levitation technique in structural vibration control[J]. Earthquake Engineering and Engineering Vibration, 2014, 34(1): 211-216.
- [11] 黄东鑫. 磁浮式隔震系统的竖向震动与控制研究[D]. 南京: 东南大学, 2009.  
HUANG Dongxin. Research on vertical vibration and control of maglev vibration isolation system[D]. Nanjing: Southeast University, 2009.
- [12] 夏昌, 傅大宝, 刘少克, 等. 磁悬浮隔震支座竖向及水平刚度数值研究[J]. 地震工程与工程振动, 2015, 35(5): 181-188.  
XIA Chang, FU Dabao, LIU Shaok, et al. Numerical study on vertical and horizontal stiffness of magnetic levitation isolation bearings[J]. Earthquake Engineering and Engineering Vibration, 2015, 35(5): 181-188.
- [13] 徐赵东, 沈亚鹏. 磁流变阻尼结构的双态控制和三态控制弹塑性分析[J]. 西安交通大学学报, 2003, 37(7): 754-758.  
XU Zhaodong, SHEN Yapeng. Elastoplastic analysis for magnetorheological structure under bi-state control and tri-state control[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2003, 37(7): 754-758.
- [14] 何海波, 刘海龙. 异步电机径向电磁力的分析[J]. 微电机, 2011, 44(8): 26-31.  
HE Haibo, LIU Hailong. Radial electromagnetic radial force analysis in induction motors[J]. Micromotor, 2011, 44(8): 26-31
- [15] Kawase Y, Ito S. Analysis of attractive force of pull-type single phase AC electromagnets[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 1990, 26(2): 1046-1049.
- [16] 王中林, 邵佳佳. 面向工程电磁学的动生麦克斯韦方程组及其求解方法[J]. 中国科学: 技术科学, 2022, 52(9): 1416-1433.  
WANG Zhonglin, SHAO Jiajia. Maxwell's equations for a mechano-driven varying-speed-motion media system for engineering electrodynamics and their solutions [J]. Scientia Sinica (Technologica), 2022, 52(9): 1416-1433.
- [17] 吴波, 廉自生, 刘远波. 基于Maxwell的电磁铁吸力特性研究[J]. 太原理工大学学报, 2011, 42(5): 490-493.  
WU Bo, LIAN Zisheng, LIU Yuanbo. The study of electromagnet thrust characteristics based on Maxwell [J]. Journal of Taiyuan University of Technology, 2011, 42(5): 490-493.

## Theoretical analysis and experimental research on electromagnetic chuck-friction pendulum composite isolation system

LI Xiao-dong, WENG Yin-ji, CHEN En-liang, GUO Ming-jing

(School of Civil Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

**Abstract:** To solve the problem of friction pendulum system without pull-out resistance under external load excitation, based on electromagnetic principles and semi-active control ideas, an electromagnetic chuck friction pendulum composite isolation system (ECFPS) based on electromagnetic force combined with traditional friction pendulum is proposed. The structural characteristics and energy dissipation mechanism of the composite isolation system are introduced, and theoretical formulas for electromagnetic suction force, equivalent stiffness, period, and equivalent damping ratio of ECFPS are derived based on electromagnetic principles. The ECFPS model is established. A 1:3 scaled ECFPS specimen is designed and fabricated to investigate the hysteresis performance under different input currents, vertical loads, and displacement amplitudes. The effects of different currents on the anti uplift performance are investigated. The experimental results show that the theoretical values are in good agreement with the experimental values, which verifies the correctness of the theoretical formula derivation. The changes in equivalent stiffness and unit cycle energy consumption are significant, with the maximum variation amplitude of 19.81% and 28.16%, respectively. As the current of the electromagnetic suction cup increases, the anti pull performance of the ECFPS system improves, achieving the vertical resisting pull function of the system.

**Key words:** seismic isolation; friction pendulum system; electromagnetic force; hysteretic performance; vertical resisting pulling

**作者简介:** 李晓东(1973—),男,博士,副教授。E-mail: xldli@lut.edu.cn。