

DOI:10.19651/j.cnki.emt.2417592

柔性支承的立式转子主动电磁阻尼减振研究^{*}

何少东 唐长亮 徐静雯 宋锦华 木孟良

(北京信息科技大学现代测控技术教育部重点实验室 北京 100192)

摘要:为更好地抑制立式转子系统的振动,提出了一种基于主动电磁力的电磁阻尼器,以替代传统油膜阻尼器中依赖黏性阻尼力的减振方式,并利用有限元分析法对磁路结构进行仿真验证,根据阻尼体在电磁力作用下的动力学模型,设计相应PD控制系统。搭建立式转子升速试验台,将电磁阻尼器和油膜阻尼器分别作为系统下支承结构,进行减振试验分析。试验结果表明,电磁阻尼器的支承特性动态可调,在合理的控制参数下具有良好的减振效果,相较于油膜阻尼器,振幅下降46.49%;此外,电磁阻尼器在PD控制器上加入相位超前校正环节后,转子在临界区域的振幅进一步下降15.78%,低频振动能量下降86%。研究结果证明了电磁阻尼器在立式转子系统减振应用中的可行性和适用性,并指出未来需要优化的方向。

关键词:立式转子系统;电磁阻尼器;PD控制器;减振试验

中图分类号:TH133.3; TN715 文献标识码:A 国家标准学科分类代码:460.5099

Research on active electromagnetic damping vibration control technology for vertically mounted rotors with flexible supports

He Shaodong Tang Changliang Xu Jingwen Song Jinhua Mu Mengliang

(Key Laboratory of Modern Measurement and Control Technology Ministry of Education, Beijing Information Science and Technology University, Beijing 100192, China)

Abstract: In order to more effectively suppress the vibrations of the vertical rotor system, an electromagnetic damper based on active electromagnetic force is proposed as a replacement for the traditional oil film damper, which relies on viscous damping force for vibration reduction. The magnetic circuit structure is simulated and validated using finite element analysis. Based on the dynamic model of the damper under the influence of electromagnetic force, a corresponding PD control system is designed. A vertical rotor acceleration test rig was set up, in which both the electromagnetic damper and the oil film damper were employed as the support structures for the system, respectively, to perform vibration suppression tests and analysis. The experimental results demonstrate that the support characteristics of the electromagnetic damper are dynamically adjustable and exhibit excellent vibration suppression performance with appropriate control parameters, showing a 46.49% reduction in amplitude compared to the oil film damper. Moreover, after integrating a phase lead compensator into the PD controller, the rotor's amplitude in the critical region decreased by 15.78%, while the low-frequency vibration energy was reduced by 86%. The research findings validate the feasibility and applicability of the electromagnetic damper for vibration suppression in vertical rotor systems, while also identifying directions for future optimization.

Keywords: vertical rotor system; electromagnetic damper; PD controller; vibration damping test

0 引言

高速离心机、储能飞轮、离心纺锭等高速旋转机械通常采用立式转子支承结构,这类轴系因其显著的陀螺效应和巨大的离心载荷,对支承系统提出了严格要求^[1-2]。传统的

滚动轴承和流体动压轴承在中低转速下表现良好,但在高转速和低摩擦功耗等极端工况下,其性能存在一定的局限^[3-4],而电磁轴承、超导磁悬浮轴承等新型支承技术通过电磁力或超导效应实现转子的悬浮与稳定支承,显著降低摩擦功耗并提高支承精度和可靠性^[5-7]。

收稿日期:2024-12-10

*基金项目:粒子运输与富集技术全国重点实验室开放基金(WZKF-2024-4)、国家自然科学基金(11402267)项目资助

在小型立式转子系统中(重量为数千克到数十千克),永磁轴承与轴尖—宝石轴承的混合支承方式因其结构简单、运行可靠和成本低廉而受到青睐^[8],它采用端部为球形的弹性轴尖,配合以碗状人造宝石为转子提供止推力,单点接触大幅降低了摩擦功耗,避免流体动压轴承的油膜振荡失稳,国际上正努力将此轴承用作超高速转子的支承件^[9]。轴尖—宝石轴承通常与油膜阻尼器合为一体,置于转子下端,构成柔性支承,以降低轴系的临界转速,减轻轴承载荷和功耗。合理设计的阻尼器能在跨越临界转速时有效地衰减转子的振动,并抑制非同频振动^[10-11],但油膜挤压所产生的阻尼与刚度是关于转子振动峰值和速度的非线性函数,刚度非线性容易导致转子振动突跳、非协调进动等不稳定运动,并且最优阻尼频率范围较窄,阻尼参数的调整与优化较为复杂,特别在转子超临界运行时,难以同时抑制多个模态的振动^[12]。

相较于传统油膜阻尼器的被动减振,利用可控的主动电磁力为转子系统提供适当的阻尼和刚度,能有效降低高速转子的临界振动^[13-15],保障系统平稳运行。电磁阻尼器中的动态支承特性与磁路利用率有关,采用粒子群优化算法(particle swarm optimization, PSO)对PID控制器参数进行优化,可以有效提高转子振动的响应速度^[16],而采用线性二次高斯控制(liner-quadratic-Gaussian control, LQG)的相位补偿法能有效提升大型柔性转子过二阶弯曲振动的能力^[17]。此外,在传统PD控制器中串联二阶Butterworth滤波器,同样可以提高电磁阻尼器在转子系统跨越柔性临界频率附近的阻尼增益,提高系统稳定性^[18]。在上述研究中,均利用电磁力直接作用于转子本体上,在较高转速的应用中还需对转子的陀螺效应进行解耦控制,通常对硬件的要求较高,适用于大惯量转子系统^[19]。而在单点柔性支承的立式转子系统中,电磁阻尼器将阻尼体作为调谐质量吸振块,利用磁力对阻尼体的摆动进行动态调节以弥补油膜阻尼器被动减振的不足,可以在一定程度上降低了控制系统的设计难度和成本^[20]。

因此,本文在油膜阻尼器原有结构设计和工作方式的基础上,利用电磁力取代油膜力、即用电磁铁取代阻尼油的方式,设计主动电磁阻尼器及其控制系统。随后将电磁阻尼器与轴尖—宝石轴承配合,搭建单点柔性支承的立式转子系统试验平台,对其支承特性与减振性能进行验证和试验分析。研究成果对于推动立式高速旋转机械的主动电磁阻尼振动控制技术实用化和产业化,具有重要的理论和应用价值。

1 电磁阻尼器本体结构设计

1.1 柔性支承的立式转子系统

图1(a)为油膜阻尼器作为下支承的立式转子系统示意图,阻尼体上端安装宝石球窝,立式转子通过下端的轴尖支承在宝石轴承上。阻尼体与阻尼壳的间隙内加入特定粘

度的阻尼油,当转子在电机的驱动下高速旋转时,阻尼体不随转子同步自转,只在其涡动的带动下作圆锥摆式的运动,并对间隙中的阻尼油进行挤压,阻尼油的粘滞性使得油分子之间产生摩擦,从而产生阻尼力。将主动可调的电磁阻尼力引入阻尼器结构,在图1(a)设计的基础上,取消阻尼油,下半部分的阻尼体采用叠压硅钢片,径向安装定子线圈,传感器以及相应的闭环控制系统,如图1(b)所示。当转子升速时,将转子振动不平衡量传递到阻尼体上,控制系统根据阻尼体的实时位移变化,动态调节线圈电流,以产生适当的电磁力对阻尼体进行位置校正,起到减振控稳的作用,维持转子的稳定旋转。

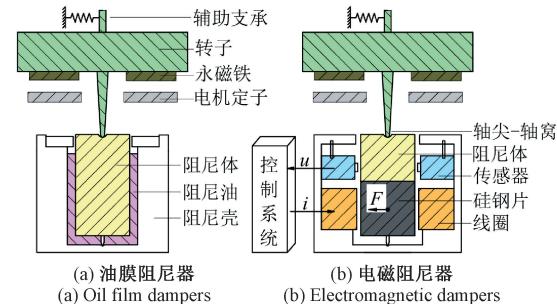


图1 柔性支承的立式转子系统

Fig. 1 Vertical rotor system with flexible support

1.2 阻尼器本体磁路结构设计

电磁阻尼器的阻尼作用力来源于电磁力,首先对阻尼器本体的磁路结构进行设计。定子线圈采用8极结构,主要考虑到四向控制的简便性与系统性能的平衡。磁极数适中能够降低工艺复杂性和成本,同时避免因磁力耦合加剧导致的系统不稳定问题。磁极按照NNSS对称分布,以确保磁场均匀并减少附加力矩。借鉴电磁轴承的设计原理,采用差动控制策略,通过实时调节线圈电流,实现对阻尼体位置的精准控制,如图2所示。

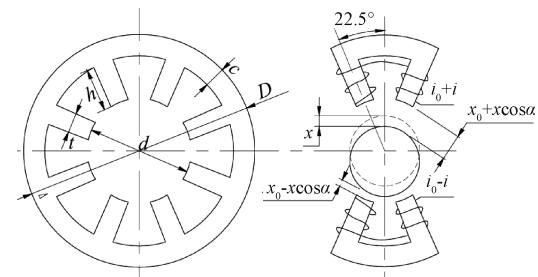


图2 定子结构与差动控制

Fig. 2 Stator structure and differential control

当阻尼体位于水平位置时,根据麦克斯韦定律和安培环路定理,可以求得磁极组的磁力大小为:

$$F = \frac{B_0^2 S_0}{\mu_0} \cos \alpha = \frac{\mu_0 S_0 N^2 i_0^2}{x_0^2} \cos \alpha \quad (1)$$

式中: α 为磁极夹角的一半, μ_0 为空气磁导率, S_0 为磁极截面积, N 线圈匝数, i_0 为偏置电流, x_0 为气隙宽度。

当阻尼体偏移时,磁极组电流变化,差动控制所产生的电磁力合力大小为:

$$F = \mu_0 S_0 N^2 \cos\alpha \left[\left(\frac{i_0 + i}{x_0 + x \cos\alpha} \right)^2 - \left(\frac{i_0 - i}{x_0 - x \cos\alpha} \right)^2 \right] \quad (2)$$

转子的质量为 0.48 kg,工作转速为 7 000 rpm,转子工作状态下最大可偏移距离不超过 1 mm,产生最大不平衡力为 133.43 N,取 1.3 倍的安全系数,电磁阻尼器线圈定子提供电磁力不低于 174 N,将其带入磁力数学表达式中,得到定子结构的具体参数,如表 1 所示。

表 1 定子结构参数

Table 1 Stator structure parameters

参数	数值
外径 D/mm	110
内径 d/mm	50
磁轭宽度 c/mm	10
磁极高度 h/mm	20
磁极宽度 t/mm	9
定子厚度 L/mm	20
线圈匝数 N	50
偏置电流 i_0/A	2
单边气隙 x_0/mm	1.00

1.3 磁场特性分析

基于定子结构参数,使用 Maxwell 软件对磁场特性进行有限元分析。定子与阻尼体均采用 35W300 硅钢片叠压成型,空气相对磁导率设为 1,并设置边界条件、线圈匝数和激励电流。

对阻尼体在水平位置和偏移到极限位置进行磁场分析,磁通密度分布云图如图 3 所示。

当阻尼体保持水平位置时,线圈通入 2 A 偏置电流维持阻尼体悬浮,各磁极组磁通密度分布均匀。当阻尼体受到转子振动而向右偏移到极限位置 1 mm 时,左侧磁极组通入最大电流 4 A,右磁极组电流为 0 A,上下磁极组电流不变,此时左磁极组的磁感应强度最大,而上下磁极组受到左磁极组的磁力耦合作用,磁感应强度有所下降。仿真结果表明,该结构在定子槽的拐角区域,存在局部磁通密度集中的现象,降低了磁路的利用效率,后续需进一步优化定子槽的几何形状,改善磁场分布的均匀性,从而提升磁路的整体性能。

进一步分析仿真结果,以磁感线流入磁极方向为正,在偏置电流下,气隙处磁通密度分布曲线如图 4 所示,气隙处的最大磁感应强度为 0.551 T,接近铁磁材料线性区最大值的一半^[21],与设计目标基本吻合,偏差为 8.16%。阻尼器的磁力随位移变化曲线如图 5 所示。当阻尼体位移为 1 mm 时,线圈产生最大磁力为 178.573 N,符合设计要求,

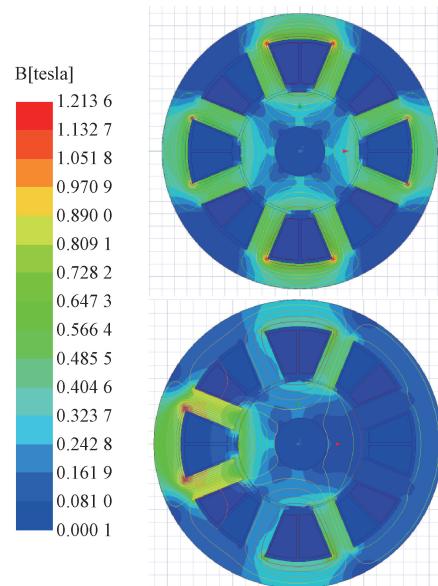


图 3 磁通密度分布云图

Fig. 3 Magnetic flux density distribution map

与计算值误差仅 2.6%。

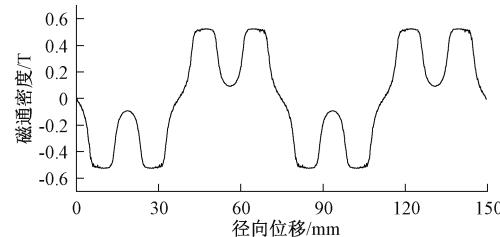


图 4 气隙处磁通密度沿径向分布

Fig. 4 The magnetic flux density distribution along the radial direction at the air gap

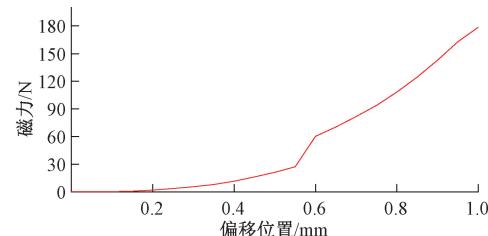


图 5 磁力随位移变化曲线

Fig. 5 Magnetic force as a function of displacement

2 电磁阻尼器控制系统

阻尼体是主动电磁力的直接作用对象,分析其运动规律,可以得到准确的传递函数,为控制系统设计提供依据。阻尼体是由两部分构成,上端为不锈钢材质,用于支承转子,其质心在 A 点。下端为硅钢片叠压成型,与定子线圈磁场相互作用形成磁力,质心在 B 点,如图 6 所示。结构参数如表 2 所示。

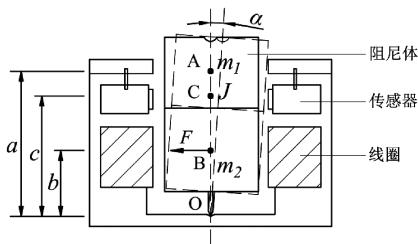


图 6 阻尼体运动示意图

Fig. 6 Schematic diagram of the damping body motion

表 2 阻尼体结构参数

Table 2 Structural parameters of the damping body

符号/单位	定义	数值
$J/(kg \cdot m^2)$	阻尼体转动惯量	5.13×10^{-4}
m_1/kg	上端不锈钢部分质量	1.5×10^{-1}
m_2/kg	下端硅钢片部分质量	1.8×10^{-1}
a/m	不锈钢质心到支点的距离	4.419×10^{-2}
b/m	硅钢片质心到支点的距离	1.768×10^{-2}
c/m	阻尼体质心到支点的距离	3.624×10^{-2}

当阻尼体受到转子作用力,绕 O 点进行摆动时,在磁力 F 、自身重力和振动 $p(t)$ 的共同作用下,可以得到阻尼体运动方程:

$$J\ddot{\alpha} = Fb - m_1ga\alpha - m_2gb\alpha + p(t) \quad (3)$$

阻尼体质心处位移为:

$$x_c = c \sin \alpha = c\alpha \quad (4)$$

将式(4)带入式(3)得到:

$$\frac{J}{c}\ddot{x}_c = Fb - m_1ga \frac{x_c}{c} - m_2gb \frac{x_c}{c} + p(t) \quad (5)$$

根据式(2)可知,电磁力 F 是阻尼体位移和线圈电流的二次非线性函数,将磁力线性化处理,在 $x=0, i=0$ 处将其泰勒展开,忽略高次项误差,得到磁力线性数学模型:

$$F = \frac{4\mu_0 S_0 N^2 i_0^2 \cos^2 \alpha}{x_0^3} x + \frac{4\mu_0 S_0 N^2 i_0 \cos \alpha}{x_0^2} i =$$

$$K_x x + K_i i = -11.060x + 11.968i \quad (6)$$

式中: K_x 为位移刚度系数,单位为 $N \cdot m^{-1}$; K_i 为电流刚度系数,单位为 $N \cdot A^{-1}$ 。

将式(6)带入式(5)得到阻尼体的运动规律:

$$\begin{aligned} \frac{J}{c}\ddot{x}_c &= (-K_x x_c + K_i i)b - m_1ga \frac{x_c}{c} - \\ m_2gb \frac{x_c}{c} + p(t) & \end{aligned} \quad (7)$$

对式(7)进行拉普拉斯变换,得到:

$$\begin{aligned} P(s) &= \frac{J}{c}X(s)s^2 + (bK_x + m_1g \frac{a}{c})X(s) + \\ m_2g \frac{b}{c}X(s) - bK_i I(s) & \end{aligned} \quad (8)$$

在式(8)中,电流的传递函数 $I(s)$ 取决于控制系统。

电磁阻尼器控制系统由 PD 控制器、位移传感器、功率放大器等组成,如图 7 所示。位移传感器采集阻尼体的位置信息,并将其转换为电压信号,经过传感器电路处理后传输至控制器。控制器根据预设的控制算法生成 PWM 输出波形,用于控制功率放大器输出电流,从而驱动线圈产生磁力,平衡阻尼体以实现对转子的振动抑制。图 8 为根据电磁阻尼器控制系统工作原理所设计的系统方框图。

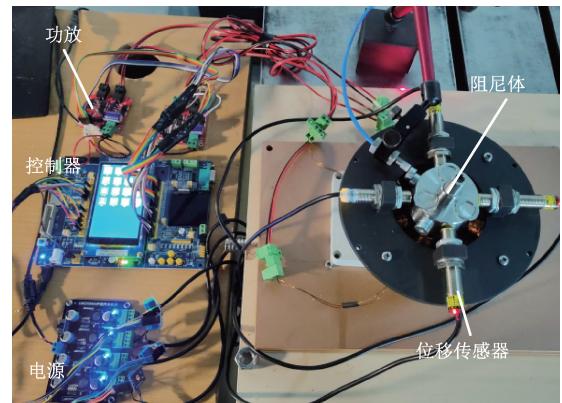


图 7 控制系统实物图

Fig. 7 Physical diagram of the control system

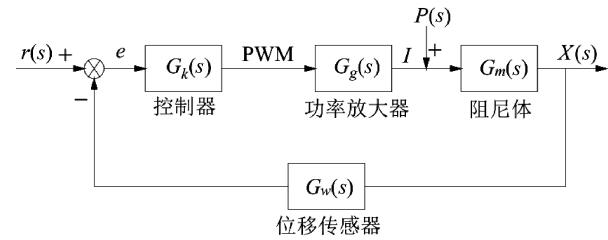


图 8 控制系统方框图

Fig. 8 Block diagram of the control system

电流的输出传递函数可以根据控制系统方框图得到:

$$I(s) = -X(s)G_w(s)G_k(s)G_g(s) \quad (9)$$

式中: G_k 为控制器的传递函数, G_g 为功率放大器传递函数, G_w 为位移传感器传递函数。

控制系统中各部分的硬件型号已知,将式(9)带入式(8),忽略功率放大器和位移传感器迟滞时间,可以得到以转子振动 $P(s)$ 为输入,阻尼体位移 $X(s)$ 为输出的电磁阻尼器传递函数:

$$\begin{aligned} W(s) &= \left\{ \frac{\frac{J}{c}s^2 + bK_x + \frac{g}{c}(m_1a + m_2b)}{bK_i G_w(s)G_k(s)G_g(s)} \right\}^{-1} = \\ &= \frac{71.43}{s^2 + 48.722.4Ds + 48.722.4P - 35.843.8} \end{aligned} \quad (10)$$

根据劳斯判据,当比例增益系数 P 与微分增益系数 D 均大于 0 时,满足稳定条件,将其类比常规二阶系统传递函数模型:

$$G(s) = \frac{K\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (11)$$

将式(10)与式(11)联立,得到系统自由振动频率 ω_n 和阻尼比 ζ 分别为:

$$\begin{cases} \omega_n^2 = 4872.4P - 3584.8 \\ \zeta = \frac{2436.2D}{2\sqrt{4872.4P - 3584.8}} \end{cases} \quad (12)$$

根据式(12)可知,电磁阻尼器中阻尼体的振动频率和阻尼特性取决于控制器中 P 和 D 的选取。将电磁阻尼器作为立式转子系统的下支承结构时,系统整体动态特性可以通过调整参数来获得理想的效果。

3 转子系统升速减振试验

3.1 试验台介绍

转子系统升速试验平台如图 9 所示,立式转子由永磁盘式电机驱动,转子下端由阻尼体单点支承,阻尼体位于阻尼器内部。光电传感器用于实时测量转速,位移传感器采集阻尼体的振动位移信号。前置器将位移传感器输出的电压信号进行放大处理,并传输至信号采集仪,信号采集仪通过上位机软件与电脑通讯,储存数据并显示振动波形。

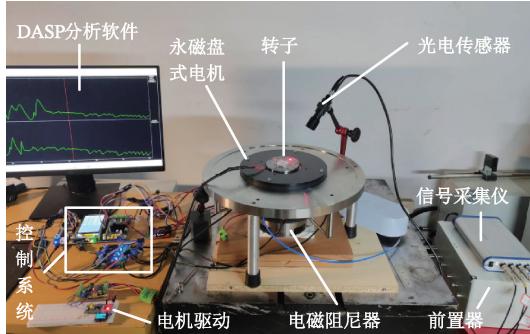


图 9 转子系统升速试验台

Fig. 9 Rotating system speed-up test rig

本次试验采用东方所的 INV3062T2 型信号采集仪及 DASP V11 数据分析软件,采集系统的 A/D 转换精度为 24 位,采样频率设置为 1024 Hz。为对比分析电磁阻尼器与油膜阻尼器在减振效果上的差异,同时设计一款油膜阻尼器作为立式转子系统下支承结构,如图 10 所示。该油膜阻尼器的油膜间隙设置为 1 mm,其刚度和阻尼系数分别由支承钢丝直径和阻尼油粘度决定,试验选定直径 2.5 mm 的支承钢丝,并采用粘度依次增大的 1~3 号阻尼油,通过自由振动衰减法测到刚度约为 $23652 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$,提供阻尼在 $55 \sim 150 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 。除阻尼器外,试验台其他部件保持一致,确保两种阻尼器与转子基座的接口参数相同,便于在试验过程中进行阻尼器的更换。

3.2 转子过临界动态测试

图 11 为油膜阻尼器作为转子下支承的振动幅值随转速变化曲线。采用 1 号阻尼油时,阻尼器所提供阻尼较小,系统将出现两个共振峰;更换 2 号阻尼油后,共振峰“合二为一”,但在各转速范围内的振幅并没有下降;继续更换粘

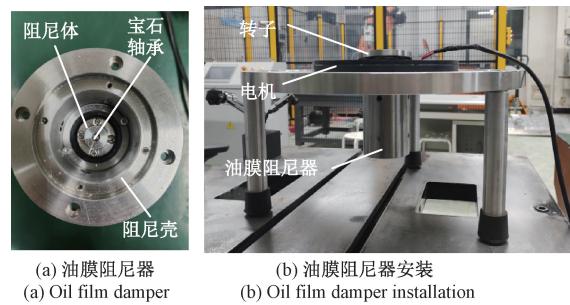


图 10 油膜阻尼器安装结构图

Fig. 10 Oil film damper installation structural diagram

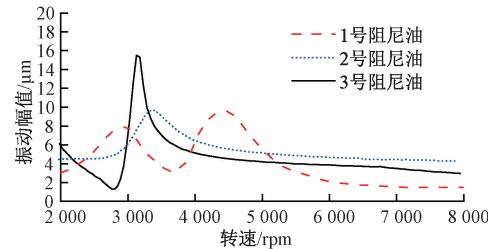


图 11 油膜阻尼器下的振幅变化曲线

Fig. 11 Amplitude variation curve at oil film dampers

度最大的 3 号阻尼油,系统在中高转速下的振动幅值相较于 2 号阻尼油有所下降,但在较低转速下的临界共振峰快速增加,这是由于过临界转速时,阻尼体较大的摆动幅度使得黏性阻尼油出现非线性阻尼现象,且系统刚度较大,容易导致转子振动突跳。因此油膜阻尼器可以对某一转速范围内的振动进行有效控制,但无法兼顾各转速区域的临界振动。

将电磁阻尼器安装完成后,重复上述试验,分析不同控制参数下的电磁阻尼器的减振效果,图 12 为转子系统的振动幅值随转速变化曲线。结果表明,当微分增益系数 $D = 0.25$ 时,其振动特性与 3 号油膜阻尼器类似,均出现一个共振峰。随着比例增益系数 P 的增大,系统的临界转频更高的转速区域迁移,但共振幅值并未明显下降。因此,单纯调整控制参数 P 无法有效衰减其振动幅值,但可以改变临界转速。根据动力吸振器的最优同调理论,灵活改变系统的固有频率可以对不同的模态频率进行“精准”减振。

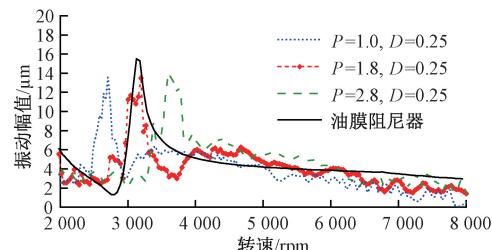


图 12 不同比例增益系数下的振幅变化曲线

Fig. 12 Amplitude variation curve at different P

保持 $P = 1.8$ 不变,进一步调整微分增益系数 D 进行

试验,振幅随转速变化曲线如图13所示。随着D增加,转子系统在临界转速区域的振幅显著下降,当D=0.5时,电磁阻尼器支承下的转子系统在临界转速的振动幅度相较于油膜阻尼器下降46.49%。结果表明,电磁阻尼器在对较低转速区域的共振进行抑制的过程中,未出现其他共振峰,且在较高转速下的振动幅值也小于油膜阻尼器。

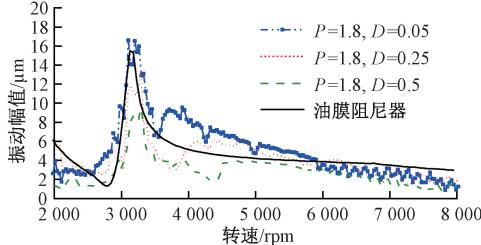


图13 不同微分增益系数下的振幅变化曲线

Fig. 13 Amplitude variation curve at different D

通过上述对比试验发现,电磁阻尼器通过灵活调整控制参数,能有效对转子系统各转速范围内的振动进行有效抑制。然而,试验中电磁阻尼器在不同转速区域均出现不同程度的微小振动,而油膜阻尼器则表现出较为平稳的振动特性。以控制参数 $P=1.8, D=0.5$ 为例,对电磁阻尼器的振动曲线进行FFT分析,如图14所示。结果表明,转子在临界转速3200 rpm时,存在一个幅值最高的固有频率。但在其他转速区间,除固有频率外,还存在复杂的低频振动,主要集中在10~30 Hz的频率范围。

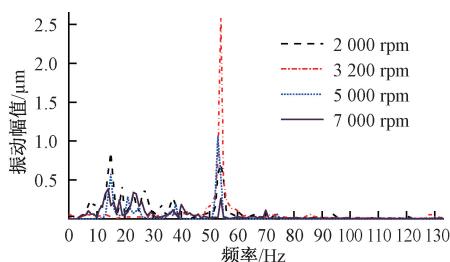


图14 不同转速下的振动波形FFT分析

Fig. 14 FFT analysis of vibration at different rotational speeds

3.3 改进PD控制

为改善电磁阻尼器对转子低频振动的控制,在PD控制系统中加入相位超前校正环节,通过增加零点和极点来提高系统在低频区域的增益,提供额外阻尼作用,优化系统的频率响应。改进PD控制器后,系统结构如图15所示。

该超前校正环节可以通过一个二阶传递函数表示,其形式为:

$$G_{\text{lead}}(s) = \frac{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta'\omega'_n s + \omega'^2_n} \quad (13)$$

式中: ω_n 和 ζ 分别为校正前的自然频率和阻尼比, ω'_n 和 ζ' 为校正后系统的自然频率和阻尼比。当 $\omega_n = 54$ Hz, $\zeta = 0.6$, $\omega'_n = 58$ Hz, $\zeta' = 0.7$ 时,相位校正环节波特图如图16所示。校正环节提高了系统在低频区域的相位裕度,

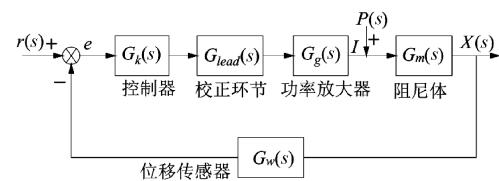


图15 改进PD控制系统

Fig. 15 Improved PD control system

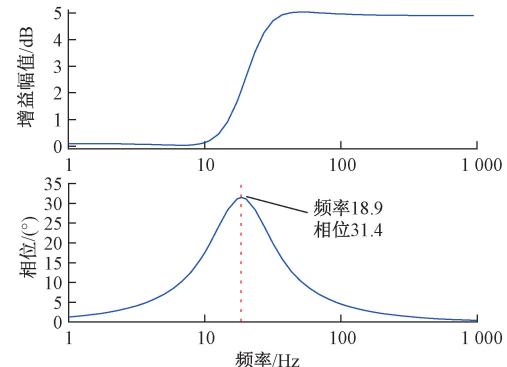


图16 相位校正环节波特图

Fig. 16 Bode plot of the phase correction link

在频率18.9 Hz处,相位提前31.4°。此外,从频率10 Hz开始,增益幅值逐渐增加,为转子系统引入了额外的阻尼力,提升电磁阻尼器抑制低频振动和共振的能力。

图17为改进PD控制下的转子振动随转速变化曲线。其中,控制器参数保持 $P=1.8, D=0.5$,在引入校正环节后,电磁阻尼器在临界转速区的振幅下降15.78%。此外,改进PD控制后的电磁阻尼器在临界转速下的振动幅值相较于油膜阻尼器下降50.32%,并且在中高转速范围的振动也显著低于油膜阻尼器。

图18为转子在工作转速7000 rpm的振幅FFT分析图。

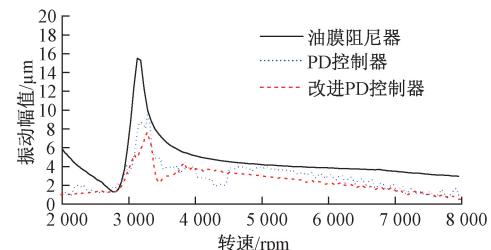


图17 不同支承下的振幅变化曲线

Fig. 17 Amplitude variation curve at different supports

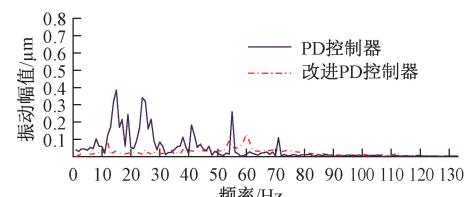


图18 改进PD控制后的振动波形FFT分析

Fig. 18 FFT analysis of vibration after improved PD controller

结果表明,转子系统在改进 PD 控制策略后,转子的微小振动明显减少,且在低频区域的振动能量减少 86%,但转子固有频率提高到 60 Hz。因此,在电磁阻尼器 PD 控制系统中引入相位超前校正环节,能有效抑制低频振动,提高系统稳定性。

4 结 论

与油膜阻尼器的被动减振相比,PD 控制下的电磁阻尼器具备动态调节支承特性,能够适应不同临界转速下的振动并有效抑制共振区域的振幅。然而,其控制性能仍存在一定局限,难以应对复杂的低频振动。在 PD 控制器中引入相位超前校正环节后,转子在临界区域的振动幅值进一步下降 15.78%,并使低频振动能量减少 86%,与油膜阻尼器相比,减振效果提升了 50.32%,且转子在全频域范围内的振幅均显著下降,但相位校正环节会改变系统的固有频率,因此未来需进一步优化电磁阻尼器控制策略,并引入智能控制算法(如自适应模糊 PID),根据转子实际工况“自动”调整控制参数,全面提升电磁阻尼器的减振性能。

参考文献

- [1] 吴皓文,王军,龚迎莉,等.储能技术发展现状及应用前景分析[J].电力学报,2021,36(5):434-443.
WU H W, WANG J, GONG Y L, et al. Development status and application prospect analysis of energy storage technology [J]. Journal of Electric Power, 2021, 36(5): 434-443.
- [2] 赵颖涛,楚江峰,严松.高速离心机挠性轴系设计[J].环境技术,2021,39(1):157-160.
ZHAO Y T, CHU J F, YAN S. Design of flexible shafting for high speed centrifuges[J]. Environmental Technology, 2021, 39(1): 157-160.
- [3] 贾朱植,刘凯,刘佳鑫,等.基于 DACNN 的电机滚动轴承故障诊断方法[J].国外电子测量技术,2024,43(6):179-190.
JIA ZH ZH, LIU K, LIU J X, et al. DACNN based fault diagnosis of rolling bearing in motor[J]. Foreign Electronic Measurement Technology, 2024, 43 (6): 179-190.
- [4] 刘秋.液体动压轴承的设计与油膜压力仿真分析[J].科技创新与生产力,2016(12):91-92.
LIU Q. Design of fluid dynamic pressure bearing and simulation analysis of oil film pressure[J]. Sci-Tech Innovation & Productivity, 2016(12): 91-92.
- [5] SUPREETH D K, BEKINAL S I, CHANDRANNA S R, et al. A review of superconducting magnetic bearings and their application [J]. IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 2022, 32(3): 1-15.
- [6] 李至勇,杨杰,周发助,等.电磁悬浮系统的改进滑模控制方法[J].电子测量技术,2024,47(4):87-94.
LI ZH Y, YANG J, ZHOU F ZH, et al. Improved sliding mode control method for electromagnetic levitation system [J]. Electronic Measurement Technology, 2024, 47(4): 87-94.
- [7] HEKMATI A, HEKMATI R, SIAMAKI M. Proposed design for superconducting magnetic bearing system with high-temperature superconducting discs[J]. IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 2017, 27(8): 1-8.
- [8] 唐长亮,戴兴建.新型高速宝石枢轴承抗磨损性能优势分析[J].机械设计与研究,2010,26(5):67-70.
TANG CH L, DAI X J. The analysis on antiwear properties advantage of high speed improved pivot-jewel bearing [J]. Machine Design and Research, 2010, 26(5): 67-70.
- [9] 邱玉江.储能飞轮转子—轴承—阻尼器系统动力学研究[D].南京:东南大学,2019.
QIU Y J. Dynamics of rotor-bearing-damper system of flywheel energy storage system [D]. Nanjing: Southeast University, 2019.
- [10] 王洪昌,陈修祥,周金宇.挤压油膜阻尼器动特性系数的数值解法[J].机械设计与制造,2014(1):88-90.
WANG H CH, CHEN X X, ZHOU J Y. The numerical solution for analyzing the dynamic characteristics of the squeeze film damper [J]. Machinery Design & Manufacture, 2014(1): 88-90.
- [11] 周海伦,罗贵火,陈果,等.挤压油膜阻尼器—滚动轴承—转子耦合系统的非线性响应分析[J].机械科学与技术,2013,32(4):499-505.
ZHOU H L, LUO G H, CHEN G, et al. Nonlinear dynamic analysis of a rotor supported on the ball bearings with squeeze film dampers [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 32(4): 499-505.
- [12] 黄进,陆永忠,廖道训.挤压油膜柔性转子系统的优化设计[J].华中科技大学学报(自然科学版),2002(11):93-94,97.
HUANG J, LU Y ZH, LIAO D X. Optimal design of sliding bearing-flexible rotor system with SFD [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology(Natural Science Edition), 2002(11): 93-94,97.
- [13] 魏子航,宋春生,李俊,等.变刚度支承下电磁轴承—转子系统振动特性研究[J].轴承,2022(3):15-22.
WEI Z H, SONG CH SH, LI J, et al. Research on vibration characteristics of magnetic suspension bearing-rotor system under variable supporting

- stiffness[J]. Bearing, 2022(3): 15-22.
- [14] 艾立旺,苗森,许孝卓,等.径向高温超导磁悬浮轴承的端部效应分析[J].电子测量与仪器学报,2022,36(1): 28-35.
- AI L W, MIAO S, XU X ZH, et al. Analysis on end-effect of radial HTS magnetic levitation bearing[J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2022, 36(1): 28-35.
- [15] ZACCARDO V M, BUCKNER G D. Active magnetic dampers for controlling lateral rotor vibration in high-speed rotating shafts [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 152: 107445.
- [16] 肖玲,周游,赵晨曦,等.考虑动态刚度的电磁阻尼器—轴承—转子减振研究[J].西南交通大学学报,2023,58(4): 957-964.
- XIAO L, ZHOU Y, ZHAO CH X, et al. Vibration reduction of bearing-rotor with electromagnetic damper considering dynamic stiffness[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2023, 58(4): 957-964.
- [17] 谷会东,赵雷,石磊,等.电磁轴承支承挠性转子过临界控制器设计[J].清华大学学报(自然科学版),2005(6): 821-823.
- GU H D, ZHAO L, SHI L, et al. Controller design for a flexible rotor supported by active magnetic bearing passing the critical rotational speed[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2005(6): 821-823.
- [18] 张剀,戴兴建,张小章.磁轴承超临界高速电机系统控制器设计[J].清华大学学报(自然科学版),2010,50(11): 1785-1788.
- ZHANG K, DAI X J, ZHANG X ZH. Controller design of a supercritical high speed motor system suspended by active magnet bearings[J]. Journal of Tsinghua University(Science and Technology), 2010, 50(11): 1785-1788.
- [19] 郑述涛.立式两自由度电磁轴承控制策略的研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2020.
- ZHENG SH T. Research on control strategy of vertical two degree of freedom electromagnetic bearing [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020.
- [20] JIA X Y, XU Y, BAI Y J, et al. Rotor passing through critical speed with assistance of electromagnetic damper[C]. International Symposium on Software Reliability, Industrial Safety, Cyber Security and Physical Protection for Nuclear Power Plant. Singapore: Springer Nature Singapore, 2021: 301-315.
- [21] 任正义,杨立平,聂发廷,等.大承载力径向电磁轴承的建模设计与分析[J].机床与液压,2019,47(13): 70-75.
- REN ZH Y, YANG L P, NIE F T, et al. Modeling design and analysis of radial active magnetic bearings with large bearing capacity [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2019, 47(13): 70-75.

作者简介

何少东,硕士研究生,主要研究方向为电磁阻尼器—转子系统减振技术。

E-mail:11630104058@qq.com

唐长亮(通信作者),博士,副教授,研究生导师,主要研究方向为转子动力学与振动控制、电磁阻尼器、动力吸振器等。
E-mail:tangcl@bistu.edu.cn