

基于模型参考自适应系统的电磁轴承支承转子不平衡量辨识及振动抑制

全宇¹, 田中梁¹, 孙岩桦¹, 曹建荣²

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安; 2. 上海汽车集团股份有限公司前瞻技术研究部, 201804, 上海)

摘要: 针对电磁轴承支承转子质量不平衡引起的同频振动问题,提出了一种基于模型参考自适应系统(model reference adaptive systems, MRAS)的转子不平衡量辨识与在线补偿相结合的算法,该算法鲁棒性强且能够有效简化控制器结构。针对转子在两个轴承平面内的等效不平衡量,提出了基于模型参考自适应的不平衡量辨识算法,根据 Popov 超稳定性理论进行自适应律设计并通过设计相位补偿角保证辨识算法在全转速范围内的稳定性;针对模型误差和复杂工况带来的系统参数变化,根据辨识结果生成补偿电流的初始值,并利用同样的模型参考自适应算法对补偿电流进行在线微调,从而在保证补偿精度的前提下大大提高了算法的收敛速度。仿真分析和实验研究结果表明:所提算法能够使两端轴承处的转子振幅在 0.2 s 内迅速衰减并保持稳定,对振动位移中的转速同频分量抑制效果达到 90% 以上,且能够自适应转速的变化。所提算法能快速准确地抑制不平衡所引起的转子振动,可满足多种场合下对转子高回转精度的要求。

关键词: 电磁轴承;模型参考自适应系统;参数辨识;不平衡补偿

中图分类号: TM355 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202204016 **文章编号:** 0253-987X(2022)04-0147-10



OSID 码

Unbalance Identification and Vibration Suppression for Support Rotor of Electromagnetic Bearing in Basis of Model Reference Adaptive System

TONG Yu¹, TIAN Zhongliang¹, SUN Yanhua¹, CAO Jianrong²

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Advanced Technology Research Department, SAIC Motor Corporation Limited, Shanghai 201804, China)

Abstract: In the case of synchronous vibration caused by mass unbalance of electromagnetic bearing's support rotor, an algorithm combining rotor unbalance identification with on-line compensation based on model reference adaptive systems (MRAS) is proposed, which is robust and can effectively simplify the controller structure. The rotor unbalance in two bearing planes is equivalent, so an unbalance identification algorithm based on model reference adaptive is proposed. Its adaptive law is designed according to the Popov hyperstability theory, and the stability in the full speed range is ensured by phase compensation angle; In view of the system parameter changes caused by model errors and complex conditions, the initial value of the compensation current is generated according to the identification results, and the same model reference adaptive algorithm is used to fine-adjust the compensation current online, thus greatly improving the convergence rate of the algorithm on the premise of accurate compensation. The

收稿日期: 2021-10-12。 作者简介: 全宇(1998—),男,硕士生;孙岩桦(通信作者),男,副教授。 基金项目: 陕西省重点研发计划资助项目(2017ZDXM-GY-013);上海汽车工业科技发展基金会资助项目(1707)。

网络出版时间: 2021-12-22

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20211221.2018.004.html>

results of simulation analysis and experimental study show that: by this proposed algorithm, rotor amplitude at both ends of the bearing can rapidly attenuate and maintain stable within 0.2 s, and the speed-frequency component in the vibration displacement can be suppressed by more than 90%. Moreover, the algorithm could adapt to the change of rotational speed. The proposed algorithm can quickly and accurately suppress the rotor vibration caused by unbalance, and satisfy the requirements for high rotation accuracy of the rotor in various scenes.

Keywords: electromagnetic bearings; model reference adaptive systems; parameter identification; unbalance compensation

转子振动是限制旋转机械性能提升的关键因素之一,由于制造条件受限、转子材质不均匀以及加工装配误差等影响,由转子的质量不平衡造成的同频振动一直无法避免,特别是在高速旋转情况下尤为严重。因此,对旋转机械的振动控制尤为重要,而主动磁轴承(active magnetic bearings, AMB)通过电磁力将转子稳定地悬浮,具有电磁力主动可控的独特优势^[1-2],这使得对转子振动的主动控制成为可能。

目前,根据控制目标的不同,针对 AMB 转子系统的不平衡扰动抑制方法可分为自动平衡和不平衡补偿两类^[3]。自动平衡通过消除电磁力中的同频成分使转子处于力自由状态从而趋近于绕惯性主轴旋转,达到降低传递到基座振动的目的。在磁轴承的自动平衡控制中,陷波器由于具有结构简单、实用性强的特点被广泛应用,且与前馈控制策略相结合,能最大限度地抑制不平衡力^[4]。但是,引入陷波器会对闭环系统在低频段的稳定性造成影响,为此很多学者提出了极性切换陷波器^[5]、相位补偿陷波器^[6-7]等改进算法。自动平衡虽能够有效抑制不平衡力、降低系统的振动水平,但由于对转子位移的抑制效果较小,不适用于对转子回转精度要求较高的场合。

不平衡补偿是通过对转子位移信号中的转速同频分量进行辨识,据此生成补偿电流并添加到轴承线圈,产生能够抵消不平衡力的电磁力,从而强迫转子绕其几何轴旋转,使转子振动位移最小化。自适应迭代控制由于对模型的依赖度低,近些年来在不平衡补偿领域受到广泛关注,其中多边形迭代搜索是一种简单且有效的方法。为平衡算法收敛速度和辨识精度之间的矛盾,有学者提出了变步长搜索算法^[8-9]、变角度搜索算法^[10]等,取得了较好的补偿效果,但当不平衡扰动的频率和幅值增大时,搜索算法的收敛速度会变慢。针对振动抑制算法的信号提取过程占据大量计算资源的问题,Zheng 等^[11]提出了一种新型并行迭代学习控制机制,有效提高了算法的实时性并降低对系统模型的依赖。吴海同等^[12]

将同步旋转坐标系(SRF)变换与二阶广义积分(SOGI)相结合,取得了良好的控制效果,但是 PI 控制器的参数整定困难。自适应前馈控制(AFFC)作为一种典型的干扰补偿控制技术,在磁轴承的不平衡控制中也有应用,Yabui 等^[13]针对传统 AFFC 不能对频率实时变化的干扰进行补偿的问题,提出了一种具有频率估计算法的 AFFC。干扰观测器的思想在不平衡补偿中也被广泛应用:Yu 等^[14]利用 Lyapunov 稳定性原理设计干扰观测器和控制器参数;Liu 等^[15]针对磁悬浮控制力矩陀螺稳定运行过程中电流刚度的不确定性和振动的不平衡,采用复合分层抗扰控制实现磁悬浮系统的稳定控制。

除上述控制算法之外,目前还有一些其他控制算法也被用于不平衡控制,如插入式谐振器^[16]、变步长最小均方差(LMS)^[17]、 μ 综合控制^[18]、 H_∞ 控制^[19]等,但大多结构复杂,对控制器的性能要求很高。考虑到质量不平衡是转子的固有特性,在大多数情况下与运行条件无关,可先对不平衡量进行辨识,然后以此为基础直接生成补偿电流。针对转子的静态不平衡量辨识,目前也有相关研究。蒋科坚等^[9]通过自适应搜索转子不平衡质径积的大小和方位产生控制信号,但搜索算法较为复杂,对硬件性能要求较高。Cui 等^[20]提出了一种简化的基于傅里叶系数识别的质量不平衡识别方法,但不平衡力的求解过程运算量较大。另外,上述辨识算法均改变了原有的闭环结构,导致算法的收敛性无法得到严格保证。

模型参考自适应系统(model reference adaptive systems, MRAS)由于具有结构简单、鲁棒性好、实用性强等优点^[21],在参数辨识领域得到了广泛应用,如辨识电机转速、定子电阻和转子磁链等参数,已被证明具有良好的辨识精度。本文将 MRAS 应用于电磁轴承-转子不平衡量的辨识。首先,在不影响原系统运行状态的情况下对不平衡量进行初步辨识,并据此生成补偿电流初始值。然后,针对模型误差和复杂工况带来的系统参数变化,提出了一种

在线补偿算法。由于补偿过程只需对补偿电流进行微调,所以能够在保证补偿精度的基础上有效提高收敛速度。同时,利用 Popov 超稳定性理论设计自适应律和控制参数,并通过设计相位补偿角保证了控制算法在全转速范围内的稳定性。最后,通过仿真分析和实验研究验证了本文补偿算法的有效性。

1 电磁轴承支承转子的等效不平衡量

本文研究的电磁轴承-转子系统可简化为如图1所示的刚性转子径向四自由度模型。

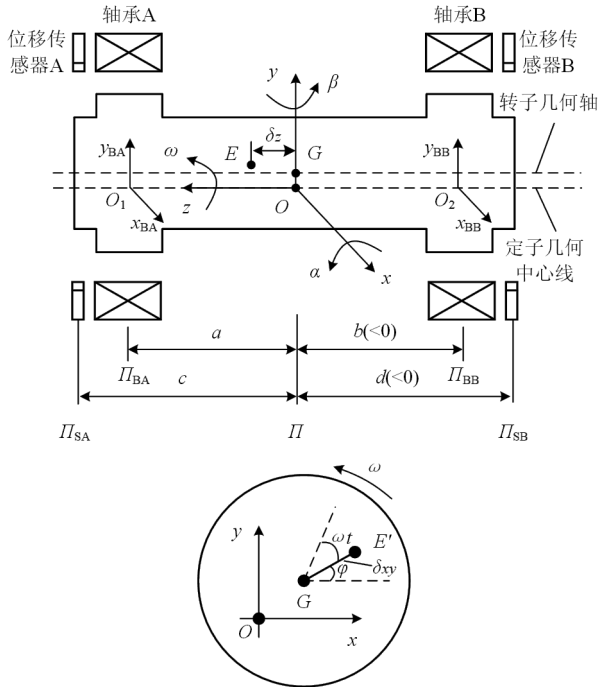


图1 电磁轴承-刚性转子系统径向四自由度模型

Fig. 1 Radial 4-DOF model of active magnetic bearing-rigid rotor system

为描述转子的运动状态及便于位移检测和控制器设计,定义平衡转子质心所在径向平面为 Π ,与质心平面 Π 平行的轴承平面为 Π_{BA} 和 Π_{BB} ,传感器平面为 Π_{SA} 和 Π_{SB} ,各平面到质心平面的距离通过 z 方向的坐标值表示。以定子几何中心线与 Π 平面的交点 O 为原点,建立固定参考坐标系 $O-xyz$,其中 z 为转子的轴向, x 和 y 符合右手定则。这样,转子的运动状态可通过质心 G 在 x 方向和 y 方向的平动以及转子绕 x 轴和 y 轴的转动描述,即 $\mathbf{Q}=[x \ \beta \ y \ -\alpha]^T$ 。考虑转子的质量不平衡时,可将其等效为一个质心在 G 点的平衡转子附加一个不平衡质量点 E ,由于不平衡质量很小,一般认为质心位置变化很小,转子运动状态仍使用 G 点的广义坐标 $\mathbf{Q}$ 描述。

假设不平衡质量点 E 至质心平面的距离为 δ_z ,将点 E 向平面 Π 做投影,得到投影点为 E' , δ_{xy} 为 E' 点相对于质心 G 在转子径向的偏移量, φ 为初始状态下 E' 点与质心连线相对于 x 轴的偏移角。假设等效不平衡质量为 m_e ,忽略转子加速度的影响,不平衡力和力矩可表示为

$$\begin{cases} F_{ux} = m_e \delta_{xy} \omega^2 \cos(\omega t + \varphi) \\ T_{y\beta} = \delta_z m_e \delta_{xy} \omega^2 \cos(\omega t + \varphi) \\ F_{uy} = m_e \delta_{xy} \omega^2 \sin(\omega t + \varphi) \\ T_{u\alpha} = \delta_z m_e \delta_{xy} \omega^2 \sin(\omega t + \varphi) \end{cases} \quad (1)$$

根据转子动力学理论,电磁轴承-刚性转子的运动微分方程可写为

$$\begin{cases} m\ddot{x} = f_{Ax} + f_{Bx} + F_{ux} \\ I\ddot{\beta} - I_z\dot{\alpha}\dot{\omega} = af_{Ax} + bf_{Bx} + T_{y\beta} \\ m\ddot{y} = f_{Ay} + f_{By} + F_{uy} \\ -I\ddot{\alpha} - I_z\dot{\omega}\dot{\beta} = af_{Ay} + bf_{By} + T_{u\alpha} \end{cases} \quad (2)$$

式中: m 为转子质量; I_x 、 I_z 分别为转子相对于 x 轴(y 轴)和 z 轴的转动惯量; f_{Ax} 、 f_{Bx} 、 f_{Ay} 、 f_{By} 分别为轴承A和轴承B在 x 和 y 方向的电磁力,表达式为

$$\begin{cases} f_{Ax} = -k_d x_{BA} + k_i i_{Ax} \\ f_{Bx} = -k_d x_{BB} + k_i i_{Bx} \\ f_{Ay} = -k_d y_{BA} + k_i i_{Ay} \\ f_{By} = -k_d y_{BB} + k_i i_{By} \end{cases} \quad (3)$$

其中 k_d 和 k_i 分别为轴承的等效位移刚度系数和等效电流刚度系数。

根据式(2)的运动方程,可将不平衡力和力矩等效到两个轴承平面,然后在 x 和 y 方向上分别施加补偿电流产生相应的电磁力来抵消不平衡力,从而抑制转子的振动位移,此即不平衡补偿的基本思想。转子在轴承平面的等效不平衡力可表示为

$$\begin{cases} f_{uAx} = \frac{\delta_z - b}{a - b} F_{ux}; & f_{uBx} = \frac{a - \delta_z}{a - b} F_{ux} \\ f_{uAy} = \frac{\delta_z - b}{a - b} F_{uy}; & f_{uBy} = \frac{a - \delta_z}{a - b} F_{uy} \end{cases} \quad (4)$$

由于转子的不平衡质量是未知的,因此产生的等效不平衡力中的参数 m_e 、 δ_z 、 δ_{xy} 和 φ 也为未知量,要实现对不平衡振动位移的有效抑制,其关键在于对不平衡量的准确辨识。

2 基于 MRAS 的转子不平衡量辨识及补偿

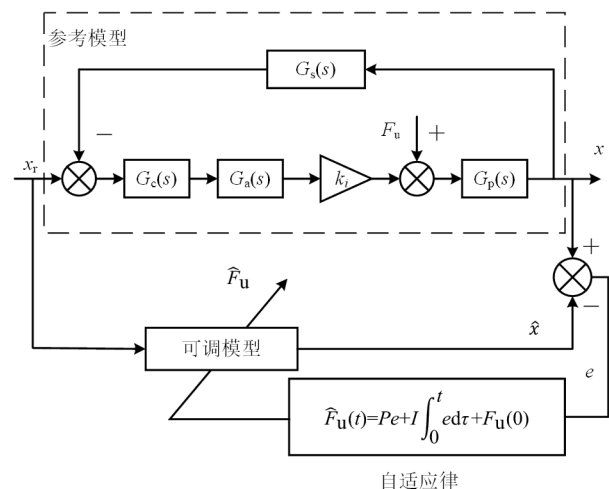
2.1 基于 MRAS 的不平衡量辨识模型

模型参考自适应系统包括一个参数明确的参考模型、一个含有不确定参数的可调模型和自适应律。

模型参考自适应理论要求参考模型是稳定的、完全能观的和完全能控的^[22]。图 2 是基于 MRAS 的不平衡量辨识算法框图,本文选取磁轴承单自由度控制系统本身作为参考模型,即参考位移信号作为模型输入,位移响应作为输出,其中 $G_c(s)$ 为不完全微分 PID 控制器,增加惯性环节用于降低微分环节对干扰的敏感性以提高控制器性能, $G_s(s)$ 为位移传感器, $G_a(s)$ 为开关功放, $G_p(s)$ 为控制对象,各个模块的等效传递函数可表示为

$$\begin{cases} G_c(s) = K_p + K_i \frac{1}{s} + K_D \frac{s}{1 + T_f s} \\ G_s(s) = \frac{k_s}{1 + T_s s}, G_a(s) = \frac{k_a}{1 + T_a s} \\ G_p(s) = \frac{1}{m_a s^2 + k_d} \end{cases} \quad (5)$$

式中 m_a 为转子在轴承 A 平面的等效质量。



$\hat{F}_u$ —待辨识的不平衡量参数; $\hat{x}$ —模型输出。

图 2 基于 MRAS 的不平衡量辨识算法框图

Fig. 2 Block diagram of unbalance identification algorithm based on MRAS

根据稳定性相关理论,通过选取合适的 PID 控制参数即可保证参考模型是稳定可控的。可调模型根据参考模型建立。自适应律根据 $\hat{x}$ 和 x 之间的误差 e 不断调整参数 $\hat{F}_u$,当 $\lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = 0$ 时,则有 $\lim_{t \rightarrow \infty} \hat{F}_u(t) = F_u$ 。因此,只要对自适应律进行合理设计,即可实现不平衡量的辨识。

由于系统收敛后误差 e 将为 0,而此时要求 $\hat{F}_u = F_u$,因此自适应律应包含具有记忆功能的积分作用。假设

$$\hat{F}_u = Pe + I \int_0^t e d\tau + F_u(0) \quad (6)$$

根据 Popov 超稳定性理论可以证明,在参数 P

和 I 的选取满足 Popov 不等式的情况下,闭环反馈系统是渐进稳定的^[22],推导可得自适应律参数的设计应满足

$$\eta(0, t) = \int_0^t \left[\frac{d}{d\tau} (Pe + F_u(0) - F_u) \right] d\tau + \int_0^t \left[\frac{d}{d\tau} \left(I \int_0^\tau e d\tau \right) - e^2 \right] d\tau \geq r_0^2 \quad (7)$$

式中 r_0^2 是与系统初始状态有关的常数。

2.1.1 振动信号处理及辨识算法实现

由于等效为干扰力的不平衡量是一个正弦时变信号,在实现方案中可将其转换为傅里叶系数进行辨识。以 A 端轴承 x 方向为例,由式(4)可知,在转速为 ω 时的等效不平衡力可写为

$$f_{uAx} = \omega^2 [\alpha \cos(\omega t + \theta) + \beta \sin(\omega t + \theta)] \quad (8)$$

式中: θ 为相位补偿角,用于保证辨识算法在全转速范围内的稳定性; α 、 β 定义为不平衡系数,表达式为

$$\begin{cases} \alpha = \frac{\delta_z - b}{a - b} m_e \delta_{xy} \cos(\varphi - \theta) \\ \beta = \frac{b - \delta_z}{a - b} m_e \delta_{xy} \sin(\varphi - \theta) \end{cases} \quad (9)$$

从上式可见,不平衡系数不仅取决于转子的不平衡质量,还取决于左右轴承的位置和相位补偿角。

为便于数字信号处理,仅考虑误差信号的转速同频分量,将其写成离散傅里叶级数形式

$$\begin{aligned} e[n] &= \alpha_e \cos \frac{2\pi n}{N} + \beta_e \sin \frac{2\pi n}{N} \quad (10) \\ \alpha_e &= \frac{2}{N} \sum_{n=0}^{N-1} \left[x[n] \cos \frac{2\pi n}{N} \right] \\ \beta_e &= \frac{2}{N} \sum_{n=0}^{N-1} \left[x[n] \sin \frac{2\pi n}{N} \right] \end{aligned}$$

因此,两模型的误差信号 $e[n]$ 可以通过式(10)求出其一阶分量的离散傅里叶系数 α_e 、 β_e 。以这两个傅里叶系数作为广义误差,此时的自适应律为

$$\hat{F}_u = \omega^2 k [\hat{\alpha} \cos(\omega t + \theta) + \hat{\beta} \sin(\omega t + \theta)] \quad (11)$$

$$\begin{cases} \hat{\alpha} = P\alpha_e + I \int_0^t \alpha_e d\tau \\ \hat{\beta} = P\beta_e + I \int_0^t \beta_e d\tau \end{cases}$$

式中 k 为辨识算法的增益系数。自适应律根据广义误差不断调整不平衡量的傅里叶系数 $\hat{\alpha}$ 、 $\hat{\beta}$,根据 $\hat{\alpha}$ 和 $\hat{\beta}$ 按照式(8)合成正弦形式的不平衡力 $\hat{F}_u$,并将其反馈到辨识系统,实现过程如图 3 所示。

2.1.2 辨识算法的稳定性

由于参考模型和可调模型的参数一致,可将两模型的误差信号表示为

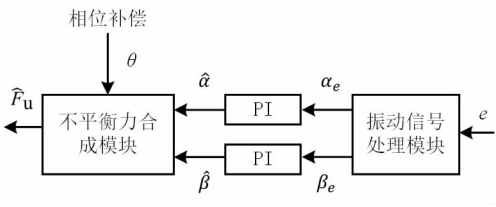


图 3 振动信号处理及辨识算法实现步骤

Fig. 3 Vibration signal processing and implementation steps of identification algorithm

$$e(s) = S(s)[F_u(s) - \hat{F}_u(s)] \tag{12}$$

式中 $S(s)$ 为原系统的灵敏度函数

$$S(s) = \frac{G_p(s)}{1 + G_p(s)G_s(s)G_c(s)G_a(s)k_i} \tag{13}$$

以实际不平衡干扰 F_u 为输入、误差信号 e 为输出,则系统的等效传递函数为

$$G = \frac{e}{F_u} = \frac{S}{1 + SG_m} \tag{14}$$

式中 G_m 为信号处理及自适应律的等效传递函数,公式为

$$G_m = \omega^2 k \left[P \frac{\gamma s \cos \theta - \gamma \omega \sin \theta}{s^2 + \gamma s + \omega^2} + I \frac{\gamma s^2 \cos \theta - 2\omega \gamma s \sin \theta - \gamma \omega^2 \cos \theta}{(s^2 + \gamma s + \omega^2)(s^2 + \omega^2)} \right] \tag{15}$$

系统特征方程可写为

$$(s^2 + \gamma s + \omega^2)(s^2 + \omega^2) + S\omega^2 k [P\gamma s^3 \cos \theta + (I\gamma \cos \theta - P\gamma \omega \sin \theta)s^2 + (P\gamma \omega^2 \cos \theta - 2I\gamma \omega \sin \theta)s - P\gamma \omega^3 \sin \theta - I\gamma \omega^2 \cos \theta] = 0 \tag{16}$$

当 $k=0$ 即不引入辨识算法时,系统只有一个极点 $s=j\omega$;当 $k \neq 0$ 时,系统的极点将在 $s=j\omega$ 的小范围邻域内变化。可将特征根 s 在 $k=0, s=j\omega$ 处对 k 求导

$$\frac{\partial s}{\partial k} = -S(j\omega)I\omega^2 e^{j\theta} \tag{17}$$

为保证闭环系统的稳定性,要求导数的实部小于 0

$$\text{Re}[-S(j\omega)I\omega^2 e^{j\theta}] < 0 \tag{18}$$

因此,相位补偿角的取值范围为

$$-90^\circ < [\angle S(j\omega)] + \theta < 90^\circ \tag{19}$$

可见,为保证系统在全转速范围内的稳定性,相位补偿角需要根据转速进行适当调整,由式(9)可知,不平衡系数也会随之改变,即不同转速下的不平衡系数辨识结果是存在差异的,这与转子的固有不平衡质量无关,而是由相位补偿角的调整造成的。

2.2 转速自适应不平衡补偿

理论上,如果准确辨识出了转子在轴承 A、B 处的不平衡系数,那么可以据此按照式(8)计算出相应

的与转速同频率的电磁力来准确对转子进行平衡。但是,由于电磁轴承-转子系统的复杂性,且参考模型为单自由度模型,在实际的运行工况下总是会产生一定的模型误差而影响到辨识精度和平衡精度,从而使得这种简单的开环补偿方法效果很差。为解决模型误差带来的影响,本文将在线补偿与基于 MRAS 的辨识算法相结合,根据辨识结果 $\hat{\alpha}, \hat{\beta}$ 生成补偿的初始值,并针对实际工况采用在线补偿算法给予进一步的调整。

基于 MRAS 的辨识算法已证明是稳定的,为简化控制结构和提高算法实用性,补偿算法可直接采用与辨识算法相同的自适应律。图 4 是转速自适应补偿框图,参考 MRAS 参数辨识原理分析补偿算法的稳定性,将实际的控制系统视为可调模型,并假想一个外部干扰为 0 的参考模型,可调模型中的等效不平衡干扰力与补偿电磁力之差作为待辨识参数。

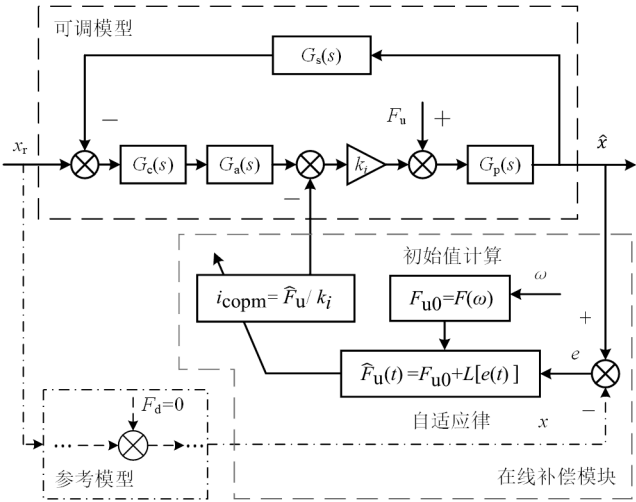


图 4 转速自适应补偿框图

Fig. 4 Block diagram of speed adaptive compensation

由于参考模型的干扰 $F_d=0$,当输入信号 $x_r=0$ 时,则输出 $x=0$ 。根据对辨识算法的稳定性分析,易证明在线补偿算法也是稳定的。自适应律根据误差信号 e 不断调整 $\hat{F}_u$,当两模型的误差 $e=0$ 时,即实现了参数辨识,此时有 $F_u=\hat{F}_u$ 。

可见,采用基于 MRAS 辨识算法的自适应律能够保证补偿算法的收敛,消除了系统模型误差对辨识结果的影响,实现了对转子不平衡量造成的同频振动位移的完全补偿。

由于图 4 所示的控制回路模型适用于绝大多数电磁轴承控制系统,因此针对不同的应用场合,如压缩机、飞轮储能、机床电主轴等,只需对模型参数做相应修改,同时根据 2.1 小节中的思路对自适应律

参数和相位补偿角进行合理设计,即可应用本文算法进行不平衡振动的抑制。

3 仿真结果及分析

仿真和实验采用的电磁轴承-转子系统的主要参数如表 1 所示,其中,PID 控制器参数为 $K_p=0.93,K_i=10,K_d=0.001$,辨识及补偿算法的自适应律参数为 $P=0.000\ 3,I=0.01$ 。

表 1 电磁轴承-转子系统参数

Table 1 Parameters of magnetic bearing-rotor system

参数	数值
转子质量 m/kg	1.91
转子绕 x 轴和 y 轴的转动惯量 $I/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.010 45
转子绕 z 轴转动惯量 $I_z/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.000 29
静态工作气隙 C_0/mm	0.4
保护轴承单边间隙 $C_{\min}/\text{mm}$	0.2
电磁轴承最大承载力/ N	178
偏置电流/ A	2.5
轴承内径/ mm	35.8
轴承外径/ mm	120
轴承 A 至质心平面距离 $ a /\text{mm}$	92
轴承 B 至质心平面距离 $ b /\text{mm}$	92
电磁轴承电流刚度系数 $k_i/(\text{N}\cdot\text{A}^{-1})$	71.25
电磁轴承位移刚度系数 $k_d/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	445 300
位移传感器增益 $k_s/(\text{V}\cdot\text{mm}^{-1})$	8
功放增益 $k_a/(\text{A}\cdot\text{V}^{-1})$	2.5
电机额定功率 P_N/kW	8

3.1 相位补偿角验证

为分析相位补偿角对系统稳定性的影响,根据系统的等效传递函数,分别绘制相位补偿前后 1~200 Hz 下的系统特征方程的 4 个主导根轨迹,如图 5 所示。图中:横轴为复数坐标系的实轴;纵轴为复数坐标系的虚轴; $p_1\sim p_4$ 分别为系统的 4 个主导根。

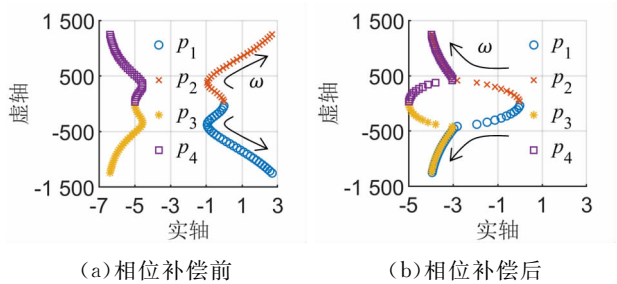


图 5 相位补偿前后系统主导根轨迹

Fig. 5 System dominant root trajectory with and without phase compensation

可以看出,在没有进行相位补偿前,系统极点在 104 Hz 左右开始进入正半平面,即高于该频率时辨识算法无法收敛,而在相位补偿后,系统极点均处于负半平面,即辨识算法在全频率范围内均可收敛。由此,相位补偿角选取的有效性得到了证明。

3.2 不平衡系数辨识与在线补偿

在仿真过程中设置幅值与转速平方成正比的正弦干扰 $F=0.000\ 035\omega^2\cos(\omega t+0.2\pi)$,以此模拟转子的不平衡力。仿真分析以 A 端轴承为例,分别取转子旋转频率为 50、100、150 Hz,并设置一定的模型误差。为验证算法的抗干扰性能,施加一定的白噪声干扰,得到不同频率下的振动抑制效果和不平衡系数 α 、 β 的辨识轨迹,如图 6 所示,图中 x_A 为 A 端轴承 x 方向的振动位移。可以看出,在辨识阶段,设计的辨识算法能够准确预测误差方向,具有很快的收敛速度,且鲁棒性好,不同转速下的不平衡系数差异是由于相位补偿角的不同造成的。在补偿阶段,在线补偿算法采用辨识结果作为补偿的初始值,同时进一步对不平衡系数进行调整,能够基本实现

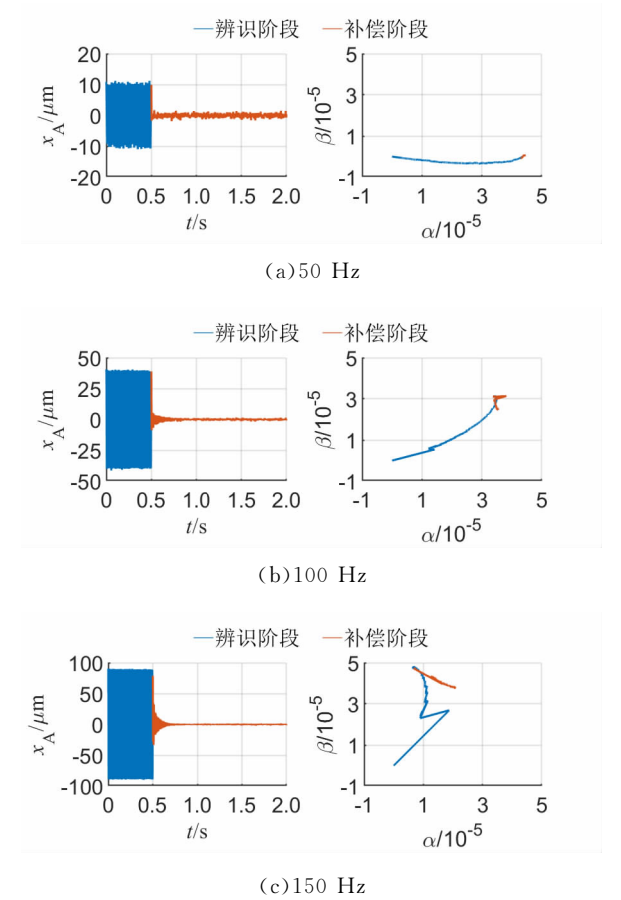


图 6 MRAS 算法抑制效果及不平衡系数轨迹

Fig. 6 Inhibition effect and unbalance coefficient trajectory of MRAS

对同频振动的完全抑制。因此,即使由于工况变化、非线性、高速耦合等因素导致模型误差,补偿算法依然具有良好的抑制效果。

为体现基于 MRAS 的辨识与补偿算法的优点,将其与一般迭代搜索算法的控制效果进行对比。以变步长迭代不平衡补偿算法为例,不同转速下的抑制效果及不平衡系数辨识轨迹如图 7 所示。

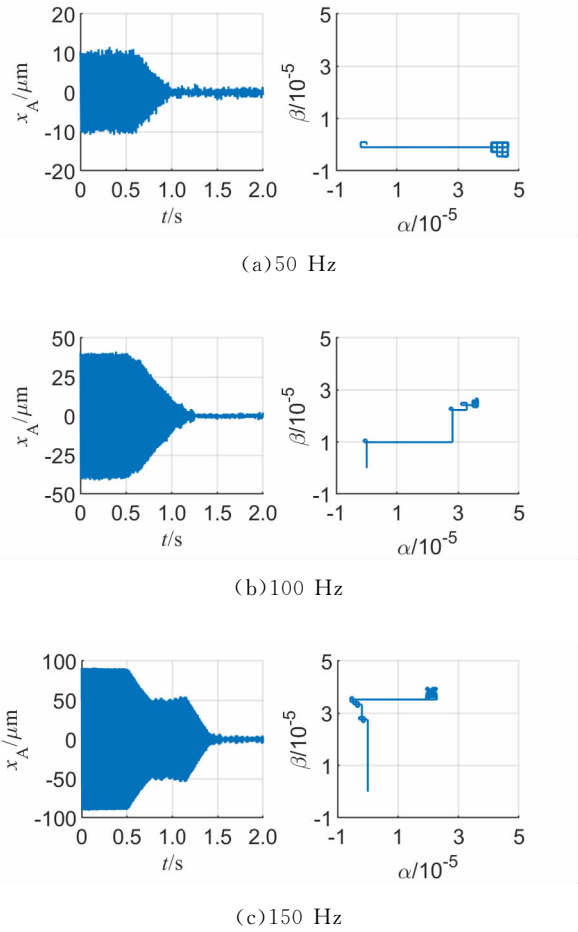


图 7 迭代搜索算法抑制效果及不平衡系数轨迹
Fig. 7 Inhibition effect and unbalance coefficient trajectory of iterative search algorithm

从图 7 可以看出,MRAS 算法的优势主要体现在以下 3 个方面。

- (1)MRAS 辨识算法能够准确预测误差方向,从而更快速收敛到不平衡系数的位置,且不会出现局部最优的情况。
- (2)MRAS 算法将不平衡控制过程分为两个阶段,在补偿阶段只需针对具体工况下的模型误差对补偿电流进行微调,相比一般的补偿算法,能够在保证控制精度的基础上极大地提高收敛速度,且在工况变化时也无需频繁更换控制参数。
- (3)虽然变步长或变角度等改进可以平衡收敛

速度和控制精度之间的矛盾,但是却无法有效适应转速的变化。随着转速的增加,转子的不平衡力幅值增加,此时收敛速度将会降低,而 MRAS 算法在不同转速下均表现出快速准确的抑制效果。

4 实验研究

本文所用的电磁轴承-转子系统实验平台如图 8 所示,主要包括电磁轴承-转子、驱动电机、LabVIEW 上位机、DSP28377 控制板、开关功率放大器、电涡流位移传感器、光电编码器等,其中主要装置的规格参数详见表 1,控制系统采样频率为 10 kHz。转子由两个径向电磁轴承支承,并由左侧的电机驱动,每个电磁轴承有 8 个磁极,气隙的最大磁密为 1.2 T。

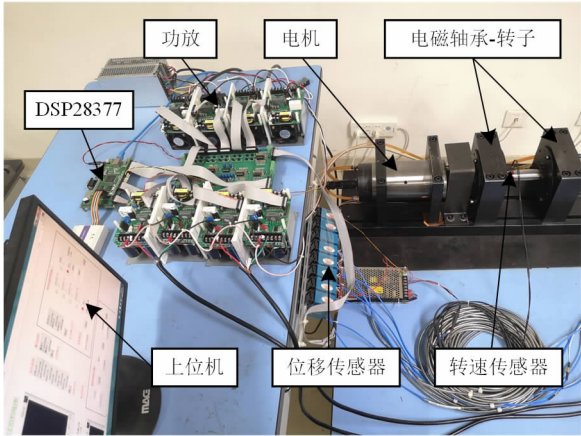


图 8 电磁轴承-转子系统实验台
Fig. 8 Active magnetic bearing-rotor system test bench

4.1 不平衡系数辨识及定速补偿

为验证算法在不同转速时的辨识和定速补偿效果,分别在固定转速为 3 600、4 800、6 000、7 200 r/min 时对转子的不平衡量进行辨识,得到不同转速下的不平衡系数,如表 2 所示。

表 2 不同转速下的不平衡系数辨识结果
Table 2 Identification results of unbalance coefficient under different rotate speeds

转速/ (r · min ⁻¹)	A 端		B 端	
	$\alpha_A/10^{-5}$	$\beta_A/10^{-5}$	$\alpha_B/10^{-5}$	$\beta_B/10^{-5}$
3 600	1.72	-1.28	2.72	1.27
4 800	1.46	0.25	1.97	1.10
6 000	1.41	0.90	1.54	1.07
7 200	1.20	1.35	1.25	1.10

根据转子的动平衡实验结果,可得表征不平衡量的相关参数近似值: $m_e \delta_{xy} = 34.5 \text{ g} \cdot \text{mm}$, $\delta_z =$

-5.05 mm , $\varphi=0.23\pi\text{ rad}$ 。将这些参数及相位补偿角代入式(9),计算不同转速下的不平衡系数理论结果,如表 3 所示。将表 3 与表 2 相对比可以看出,算法在不同的转速下均能够收敛,且由于不同转速下的相位补偿角不同,同时功放的噪声干扰也会随之变化,导致不平衡系数的辨识结果存在一定的差异,尤其在低速不平衡干扰影响较小时的差异更为显著,但总体变化趋势与式(9)的理论结果是一致的。

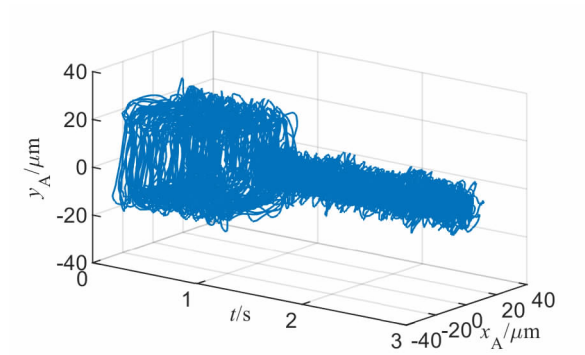
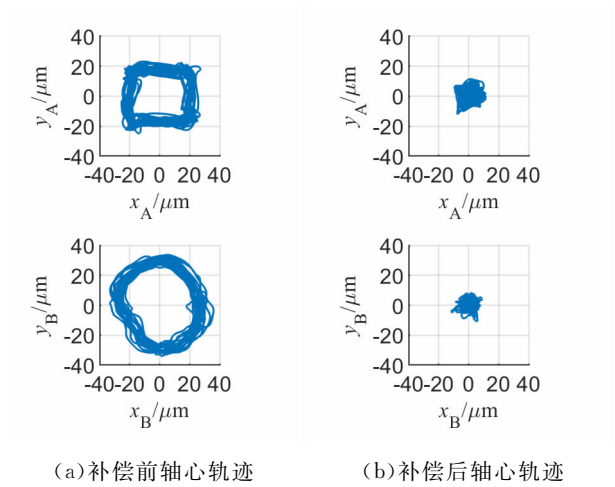
表 3 不同转速下的不平衡系数理论计算结果及相位补偿角

Table 3 Theoretical calculation results of unbalance coefficient and phase compensation angle at different rotate speeds

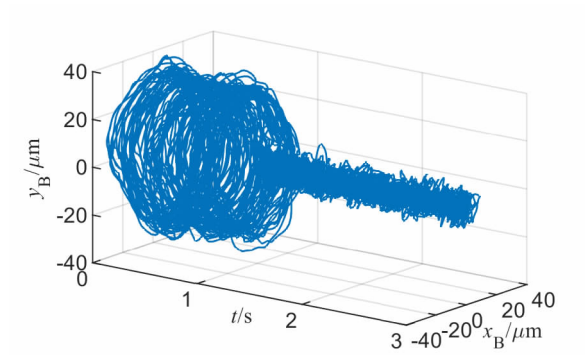
转速/ ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	A 端		B 端		相位补 偿角/ rad
	$\alpha_{\text{A}}/10^{-5}$	$\beta_{\text{A}}/10^{-5}$	$\alpha_{\text{B}}/10^{-5}$	$\beta_{\text{B}}/10^{-5}$	
3 600	1.63	0.05	1.82	0.06	0.24π
4 800	1.55	0.50	1.73	0.56	0.33π
6 000	1.40	0.83	1.57	0.93	0.40π
7 200	1.19	1.12	1.33	1.24	0.47π

以固定转速 6 000 r/min 为例,在 $t=1\text{ s}$ 时开启在线补偿算法,得到补偿前后轴心运动轨迹、振动位移三维图及不平衡系数辨识轨迹,如图 9 所示。可以看出:未开启补偿算法时,转子 A 端轴承处的振动幅值为 $26\text{ }\mu\text{m}$,B 端轴承处的振动幅值为 $36\text{ }\mu\text{m}$;开启在线补偿算法后,两端轴承的振幅在 0.2 s 内迅速衰减到 12 和 $10\text{ }\mu\text{m}$ 并保持稳定,具有很高的收敛速度,保证了控制的实时性。此外,由于辨识阶段存在模型误差,可以发现补偿算法进一步对不平衡系数进行了微调。

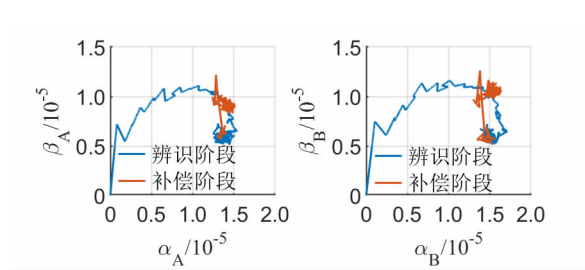
对补偿前后转子在 4 个径向的振动位移进行频谱分析,结果表明,补偿前后 4 个径向位移的同频分



(c) A 端轴承补偿过程振动位移三维图



(d) B 端轴承补偿过程振动位移三维图



(e) 不平衡系数辨识及补偿过程调整轨迹

图 9 6 000 r/min 时的振动抑制效果

Fig. 9 Vibration suppression effect at 6 000 r/min

量分别减小了 99%、91%、99%、92%,说明补偿算法对于同频振动具有很好的抑制效果。

4.2 转速自适应补偿

为了进一步验证补偿算法在变速工况下的有效性,将转子转速从 0 匀加速至 7 200 r/min,加速度为 2.5 r/s^2 ,由于低速时的转子不平衡表现不明显,因此在转速增加到 1 200 r/min 时开启补偿算法,补偿前后的振动水平曲线如图 10 所示。图中, $A_{\text{max}}/C_{\text{min}}$ 为 ISO14839-2^[23] 定义的磁悬浮轴承-转子系统振动水平的评价指标, $A_{\text{max}}=\max(\sqrt{x^2+y^2})$ 表示转子在某一时刻下的振动幅值, C_{min} 为保护轴承的单边间隙。可以看出,补偿前 A 端轴承处的转子振动水平为 0.19,B 端为 0.21,补偿后的振动水平

均被抑制到 0.1 以下,说明在变速工况下补偿算法依然具有良好的抑制效果。

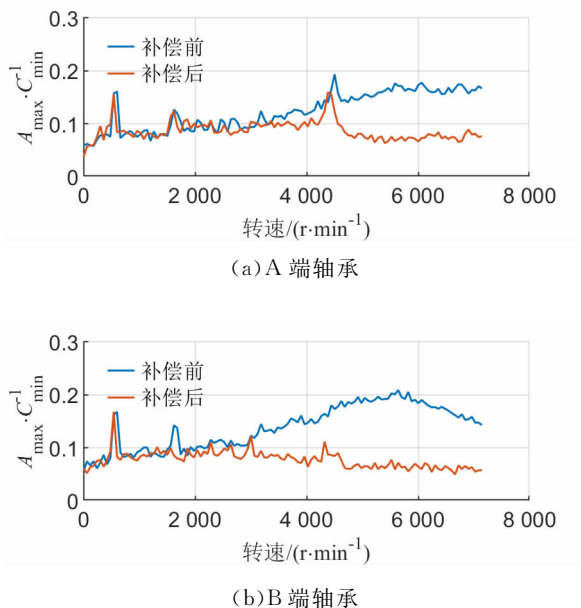


图 10 匀加速过程补偿前后的振动水平

Fig. 10 Vibration levels with and without compensation under uniform acceleration condition

5 结 论

针对电磁轴承-转子系统中转子质量不平衡引起的扰动,本文提出一种基于 MRAS 的不平衡量辨识算法,对转子的固有不平衡质径积进行自适应辨识,并针对不同的转速和实际工况,根据辨识结果生成补偿电流的初始值,采用在线补偿算法对补偿电流进行微调。通过仿真和实验研究,得出以下结论:

(1)通过利用 Popov 超稳定性理论设计自适应律的控制参数并增加相位补偿角保证了辨识算法在全转速范围内都具有很好的稳定性,能够在不同转速下对转子的不平衡质径积进行初步辨识,并得到补偿电流的初始值;

(2)补偿算法无须频繁更换控制参数,只须针对具体运行工况带来的模型参数变化在补偿电流初始值的基础上进行微调,即可快速抑制同频振动,在保证补偿精度的前提下,提高了补偿算法的收敛速度,降低了算法计算负荷,增强了控制系统的实时性;

(3)设计的算法具有良好的自适应性和很强的鲁棒性,能够有效抑制转子在不同转速下的同频振动位移,且能够快速响应变转速导致的不平衡力变化,在定速和变速工况下均表现出很好的同频振动抑制效果;

(4)本文采用的控制回路模型具有普适性,针对一般的电磁轴承应用场景,只须对电磁轴承转子模型参数进行修改并对相关控制参数进行调整,即可利用本文算法实现对不平衡振动位移的有效抑制。

参考文献:

- [1] 张维煜,朱焜秋,袁野. 磁悬浮轴承应用发展及关键技术综述 [J]. 电工技术学报, 2015, 30(12): 12-20. ZHANG Weiyu, ZHU Huangqiu, YUAN Ye. Study on key technologies and applications of magnetic bearings [J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2015, 30(12): 12-20.
- [2] 施佳余,吴国庆,茅靖峰,等. 磁悬浮轴承系统控制方法研究 [J]. 机械设计与制造, 2015(12): 265-268. SHI Jiayu, WU Guoqing, MAO Jingfeng, et al. Research of magnetic bearing system control method [J]. Machinery Design & Manufacture, 2015(12): 265-268.
- [3] LIU Gang, LI Jinlei, ZHENG Shiqiang, et al. Suppression of synchronous current using double input improved adaptive notch filter algorithm [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2020, 67(10): 8599-8607.
- [4] ZHENG Shiqiang, FENG Rui. Feedforward compensation control of rotor imbalance for high-speed magnetically suspended centrifugal compressors using a novel adaptive notch filter [J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 366: 1-14.
- [5] 巩磊,杨智,祝长生,等. 基于极性切换自适应陷波器的磁悬浮高速电机刚性转子自动平衡 [J]. 电工技术学报, 2020, 35(7): 1410-1421. GONG Lei, YANG Zhi, ZHU Changsheng, et al. Automatic balancing for rigid rotor of magnetically levitated high-speed motors based on adaptive notch filter with polarity switching [J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2020, 35(7): 1410-1421.
- [6] PENG Cong, HE Jiaxi, ZHU Mengting, et al. Optimal synchronous vibration control for magnetically suspended centrifugal compressor [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 132: 776-789.
- [7] LIU Yang, MING Shuaishuai, ZHAO Siyao, et al. Research on automatic balance control of active magnetic bearing-rigid rotor system [J]. Shock and Vibration, 2019, 2019: 3094215.
- [8] 毛川,祝长生. 主动电磁轴承刚性转子系统实时变步长迭代不平衡补偿 [J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(13): 3960-3968. MAO Chuan, ZHU Changsheng. A real-time variable

- step size iterative unbalance compensation for active magnetic bearing-rigid rotor systems [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2018, 38(13): 3960-3968.
- [9] 蒋科坚, 王骏, 祝长生. 适合变速转子的不平衡质径积搜索电磁轴承振动抑制 [J]. *机械工程学报*, 2018, 54(21): 72-80.
- JIANG Kejian, WANG Jun, ZHU Changsheng. Vibration suppression by seeking unbalance mass-radius product in active magnetic bearing-rotor system with varying speed condition [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(21): 72-80.
- [10] 巩磊, 祝长生. 基于变角度补偿算法的磁悬浮高速电机刚性转子系统的不平衡振动抑制 [J/OL]. *中国电机工程学报* [2021-08-01]. <https://kns.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?doi=10.13334/j.0258-8013.pcsee.200096>.
- GONG Lei, ZHU Changsheng. Unbalance vibration suppression of an active magnetic bearings-rigid rotor system for high-speed motors based on variable angle compensation algorithm [J/OL]. *Proceedings of the CSEE* [2021-08-01]. <https://kns.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?doi=10.13334/j.0258-8013.pcsee.200096>.
- [11] ZHENG Yangbo, MO Ni, ZHOU Yan, et al. Unbalance compensation and automatic balance of active magnetic bearing rotor system by using iterative learning control [J]. *IEEE Access*, 2019, 7: 122613-122625.
- [12] 吴海同, 周瑾, 纪历. 基于单相坐标变换的磁悬浮转子不平衡补偿 [J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2020, 54(5): 963-971.
- WU Haitong, ZHOU Jin, JI Li. Unbalance compensation of magnetically suspended rotor based on single phase coordinate transformation [J]. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, 2020, 54(5): 963-971.
- [13] YABUI S, INOUE T. Development of adaptive feed-forward cancellation with frequency estimation algorithm for compensation of periodic disturbance at arbitrary frequency [J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2019, 141(12): 121014.
- [14] YU Yuanjin, YANG Zhaohua, HAN Chao, et al. Disturbance-observer based control for magnetically suspended wheel with synchronous noise [J]. *Control Engineering Practice*, 2018, 72: 83-89.
- [15] LIU Yifan, LIU Gang, XIE Jinjin, et al. Rotor unbalance vibration suppression for MSCMG using composite anti-disturbance control method [C] // *Proceedings of the 2019 Chinese Control Conference (CCC)*. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2019: 3272-3277.
- [16] KANG C, TSAO T C. Control of magnetic bearings for rotor unbalance with plug-in time-varying resonators [J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2016, 138(1): 011001.
- [17] 周天豪, 陈磊, 祝长生, 等. 基于自适应变步长最小均方算法的磁悬浮高速电机不平衡补偿 [J]. *电工技术学报*, 2020, 35(9): 1900-1911.
- ZHOU Tianhao, CHEN Lei, ZHU Changsheng, et al. Unbalance compensation for magnetically levitated high-speed motors based on adaptive variable step size least mean square algorithm [J]. *Transactions of China Electrotechnical Society*, 2020, 35(9): 1900-1911.
- [18] PESCH A H, SAWICKI J T. Active magnetic bearing online levitation recovery through μ -synthesis robust control [J]. *Actuators*, 2017, 6(1): 2.
- [19] GOTO M, MIZUNO T, TAKAMI I, et al. Robust H_∞ control for active magnetic bearing system with imbalance of the rotor [C] // *Proceedings of the 2016 IEEE 14th International Workshop on Advanced Motion Control (AMC)*. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2016: 297-303.
- [20] CUI Peiling, HE Jingxian, FANG Jiancheng. Static mass imbalance identification and vibration control for rotor of magnetically suspended control moment gyro with active-passive magnetic bearings [J]. *Journal of Vibration and Control*, 2016, 22(10): 2313-2324.
- [21] 陈有鹏, 卜文绍, 张晓峰, 等. 无轴承异步电机的无功功率 MRAS 转速辨识研究 [J]. *控制工程*, 2020, 27(7): 1118-1124.
- CHEN Youpeng, BU Wenshao, ZHANG Xiaofeng, et al. Research on speed identification of reactive power MRAS for bearingless induction motor [J]. *Control Engineering of China*, 2020, 27(7): 1118-1124.
- [22] 董宁. 自适应控制 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2009.
- [23] ISO. Mechanical vibration-vibration of rotating machinery equipped with active magnetic bearings: part 2 evaluation of vibration: ISO14839-2 [S]. London, UK: ISO, 2004: 35.

(编辑 陶晴 亢列梅)