

电磁轴承-柔性转子系统过一阶弯曲临界转速区的 控制器设计及振动特性

汤加钰, 祝长生

(浙江大学电气工程学院, 浙江 杭州 310027)

摘要: 主动电磁轴承(AMBs)由于具有刚度、阻尼可调的特性,是高速、高功率旋转机械的理想支承。本文建立了 AMBs-柔性转子系统的动力学模型;设计了由输入 2 阶滤波器和分散 PID 控制器串联组成的转子系统过 1 阶弯曲临界转速区的控制器,并对控制器的性能进行了仿真分析;在搭建的 AMBs-柔性转子系统试验台上进行了模拟旋转和实际旋转试验,转子能够平稳地通过 1 阶弯曲临界转速区,加速过程中转子的最大振动位移小于备用轴承间隙的 1/2;最后测量了多组不平衡量条件下 AMBs-柔性转子系统的不平衡位移响应及电流响应,分析了转子的不平衡分布对转子系统振动特性的影响。结果表明,所设计的控制器能够使转子系统顺利地通过 1 阶弯曲临界转速区,不平衡量对 AMBs-柔性转子系统的控制性能和稳定性影响显著,结果为 AMBs-柔性转子系统高效控制策略的研究提供了依据。

关键词: 电磁轴承;不平衡响应;柔性转子;转子动力学;比例-微分(PD)控制

中图分类号: TB535 **文献标志码:** A **DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.202307062

Controller design and vibration characteristics of an active magnetic bearings-flexible rotor system passing the first bending critical speed region

TANG Jiayu, ZHU Changsheng

(College of Electrical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Active magnetic bearings (AMBs) are ideal bearings for high speed and high power rotating machinery for its adjustable stiffness and damp. In this paper, a dynamic model of AMBs-flexible rotor system is established. Aiming at suppressing vibration displacement of the rotor system in passing through the first bending critical speed region, a control which combines a decentralized PID controller and input second filter in series is designed and the controller performances are simulated. The experiments in simulated rotation and real acceleration operations are carried out in a platform of AMBs-flexible rotor system. The rotor system can smoothly pass through its first bending critical speed region and the maximum rotor vibration displacement in acceleration operation is less than half of backup bearing gap. The rotor vibration displacement and current responses of the rotor in different unbalances are measured in order to analyses the influence of the rotor unbalance on vibration characteristics of AMBs-flexible rotor system. It is shown that the proposed controller can make the rotor system smoothly pass through its first bending critical speed region. The rotor imbalance has a significantly influence on the control performance and stability of AMBs-flexible rotor system. The experiment results give a support on the high-performance control strategy of AMBs-flexible rotor system.

Keywords: active magnetic bearings; unbalance response; flexible rotor; rotor dynamics; PD control

主动电磁轴承(active magnetic bearings, AMBs)具有非接触、无润滑、无磨损、低维护^[1]等优点,在各种高速、高功率的旋转机械中作为支承单元得到广泛的研究和应用。

由于转子材质的不均匀和加工、装配过程中的误差和变形等因素,转子的质量中心和几何中心存在偏差,称为残差不平衡距。当转子旋转时,会产生

与转速同频的不平衡力,导致转子振动,降低了转子的回转精度并向基座传递振动和力,严重时会使转子系统失去稳定性。AMBs 能够给转子系统施加可控的支承力,主动控制转子的不平衡振动。目前,对 AMBs-转子系统的研究主要包括转子动力学特性^[2-4]、AMBs 控制算法^[5-8]、AMBs 结构设计^[9-10]等方面。

收稿日期: 2023-07-24; 修订日期: 2023-10-08

基金项目: 国家科技重大专项(J2019-IV-0005-0073); 山东泰山产业领军人才项目

由于旋转机械对高转速和高功率的需求,AMBs支承的转子变得越来越细长,转子的转速可能要超过转子系统的1阶或多阶弯曲临界转速。在弯曲临界转速区,同频不平衡力会激发转子弯曲模态的振动,使转子系统在临界转速区的振动增大甚至导致控制系统失稳。

国内外学者对跨越弯曲临界转速的AMBs-柔性转子系统的振动控制开展了大量的研究。主要的思路包括在弯曲临界转速区增大转子系统的等效阻尼以抑制弯曲模态的振动、用陷波器使AMBs对弯曲模态的振动不响应以降低同频激励对弯曲模态的激发等。ARREDONDO等^[11]建立了AMBs支承的柔性电主轴的动力学模型,设计了模态分离的比例-微分(PD)控制器,研究了转子系统的非线性特性。MUSHI等^[12]建立了AMBs-柔性转子系统各部件的传递函数,设计了 μ 综合控制器,通过实验验证了所建立的AMBs-柔性转子系统的动力学模型。WEI等^[13]用遗传算法实现比例-积分-微分(PID)参数的多目标优化,用自整定的PID控制器实现了转子跨1阶弯曲临界转速区的运行。蒋坚科等^[14]用AMBs对转子进行虚拟在线动平衡,实现了在变速过程中对不平衡振动的快速抑制。WANG等^[15]通过设计最优相位补偿器,结合对转子模态的试验,实现了AMBs-转子在过1阶弯曲临界转速区的振动控制。TANG等^[16]针对功放的电感滞后特性,在PID控制器中串联超前相位补偿器,抑制了转子在过1阶弯曲临界转速区的振动位移和控制电流。ZHENG等^[17]研究了传感器不同位的AMBs-柔性转子系统,提出了模态分离控制方法,增强了弯曲模态的可观性,用陷波器和阻尼优化方法使转子穿越了1阶弯曲临界。GENG等^[18]基于状态观测器估计AMBs处转子的位移,并设计了滑膜控制器实现对柔性转子系统的振动控制。李翁衡等^[19]用相位偏移最小二乘法(LMS)补偿扰动观测器的估计值,使线性自抗扰控制器能够准确观测转子受到的不平衡

力,使转子系统顺利地通过了1阶和2阶弯曲临界转速区。

上述诸多控制算法中往往使用以LMS为主的自适应算法,需要准确的转速信号及较长的跟踪收敛时间,适用于恒定转速下同频不平衡量或频率单一扰动振动的抑制。使用状态估计、最优控制或者 μ 综合控制等较为复杂的控制方法,控制器的阶次较高,需要使用模态试验获取或验证转子系统的降价模型,存在放大噪声信号的问题,实际控制器的设计和调试较为复杂,难以通过仿真和静态悬浮试验快速地实现控制器的稳定性分析和参数调试。

本文根据转子动力学理论建立了一个AMBs-柔性转子系统的动力学模型,设计了转子系统在过1阶弯曲临界转速区的控制器。在控制器的设计中,考虑了系统稳定性分析和参数调试的便捷性,仅由输入2阶滤波器和分散PID控制器串联组成,控制器的结构简单,控制参数较少。对于动力学特性较为复杂的柔性转子系统,只需要根据理论分析和静态悬浮试验就能够整定出控制器的参数,避免在实际旋转过程中调整参数。在对该控制器的性能进行仿真分析的基础上,进行了AMBs-柔性转子系统的实际旋转试验。此外,在整定了该控制器的参数后,通过改变转子上不平衡量的大小、位置及相位分布,研究了AMBs-转子系统在不同不平衡量情况下的振动特性和控制效果的变化规律。

1 AMBs-柔性转子系统动力学模型

1.1 柔性转子

图1为本文所研究的AMBs-柔性转子系统的结构及尺寸,主要由3个AMBs轴颈、3个大小不同的刚性圆盘和1个阶梯轴等组成。其中中间的AMBs作为电磁激励源,以模拟转子受到的非同步激励力。转子通过端部的高速电机拖动,转子的转速超

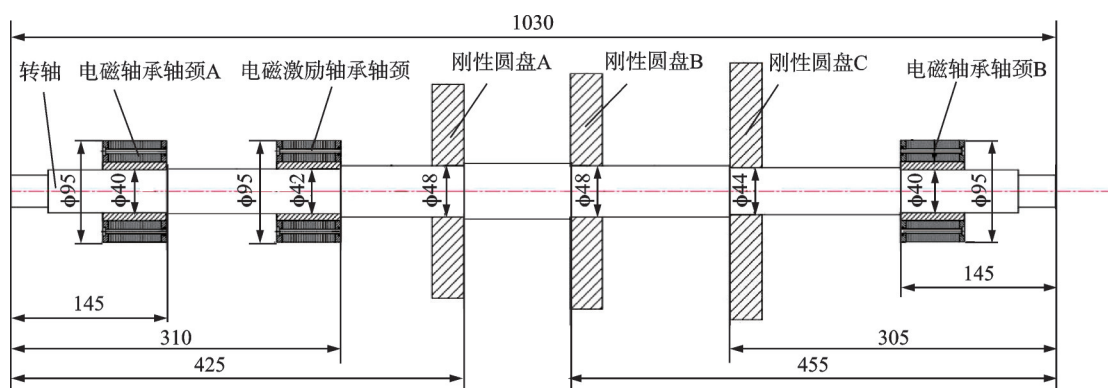


图1 AMBs-柔性转子系统基本结构及尺寸(单位:mm)

Fig. 1 Basic structure and size of AMBs-flexible rotor system (Unit: mm)

过了 AMBs 支撑条件下转子系统的 1 阶弯曲临界转速,因此该转子为一个柔性转子。

1.2 AMBs 的结构及动力学特性

AMBs 为图 2 所示磁极按照 NNSS 分布的 8 极 C 形结构,磁极的中心线在 45° 的方向上。AMBs 的线圈采用了差动驱动模式,每个控制方向上的电磁力是该方向上 2 组电磁铁的合力,即

$$F = F_1 - F_2 = \frac{\mu_0 AN^2}{4} \left[\frac{(i_0 + i_x)^2}{(s_0 - x \cos \alpha)^2} - \frac{(i_0 - i_x)^2}{(s_0 + x \cos \alpha)^2} \right] \cos \alpha \quad (1)$$

式中, F_1 和 F_2 分别为上、下组电磁铁产生的电磁力; μ_0 为空气的磁导率; A 为定子磁极面积; N 为磁极线圈匝数; α 为每个磁极与电磁力方向的夹角; i_0 为偏置电流; i_x 为控制电流; s_0 为 AMBs 的理论气隙; x 为轴颈距离中心点的距离,即轴颈的偏移位移或振动位移。

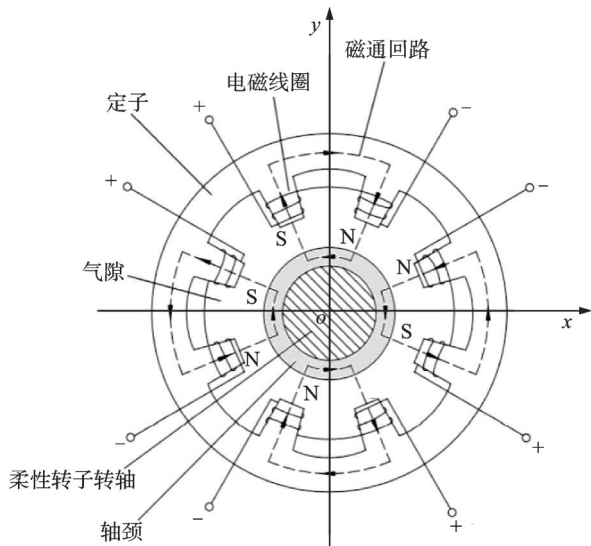


图 2 AMBs 线圈结构示意图
Fig. 2 Structural schematic diagram of AMBs coil

为便于理论分析,通常在平衡点附近将电磁力进行 1 阶泰勒展开,可用电流和位移的一次函数表示为:

$$F = k_i i_x + k_s x \quad (2)$$

式中, k_i 和 k_s 分别为 AMBs 的电流刚度和位移刚度,具体表示为:

$$k_i = \frac{\mu_0 AN^2 i_0 \cos \alpha}{s_0^2} \quad (3)$$

$$k_s = \frac{\mu_0 AN^2 i_0^2 \cos^2 \alpha}{s_0^3} \quad (4)$$

电磁力线形简化的条件是 $x \ll s_0$ 及 $i_x \ll i_0$ 。实际中,由于在克服大不平衡量时 AMBs 处轴径的

位移以及控制电流较大,该条件并不完全满足。因此在 AMBs 的设计中,应当考虑在工作点附近一定区间内 AMBs 的支撑特性。图 3 和 4 为表 1 所示参数下,在不同偏置电流 i_0 和轴颈位置 $s_0 \pm x$ 时计算得到的 AMBs 电流刚度 k_i 和位移刚度 k_s 的变化曲线。可见偏置电流 i_0 对电流刚度和位移刚度有显著的影响,而 AMBs 轴颈小范围内偏离中心位移对 AMBs 的电流刚度和位移刚度的影响不太明显。

表 1 AMBs 的结构参数
Tab. 1 Structural parameters of AMBs

参数	取值
磁极面积 A/mm^2	1408
磁极与电磁力夹角 α/rad	$\pi/4$
磁极线圈匝数 N	200
保护轴承气隙 s_1/mm	0.25
电磁轴承气隙 s_0/mm	0.4

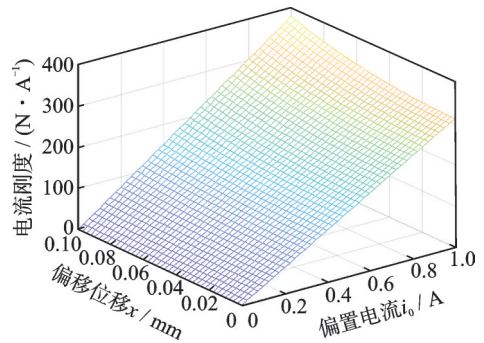


图 3 不同偏移位移和偏置电流下的电流刚度
Fig. 3 Current stiffness under different offset displacements and bias currents

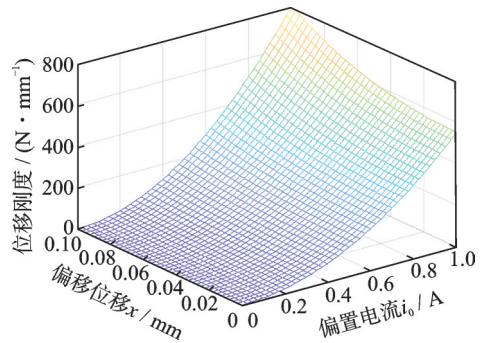


图 4 不同偏移位移和偏置电流下的位移刚度
Fig. 4 Displacement stiffness under different offset displacements and bias currents

1.3 转子系统的动力学模型

柔性转子具有连续的质量和刚度分布,为了分析其动力学特性,可将转子离散为由 n 个轴单元组成的模型,恒定转速下利用有限元法可以得到 AMBs-柔性转子系统的动力学方程为:

$$M\ddot{q} + (D + \Omega G)\dot{q} + Kq = F_u + F_{AMB} + F_G \quad (5)$$

式中, M 、 D 、 G 和 K 分别为 $4n \times 4n$ 维转子的质量矩阵、阻尼矩阵、陀螺效应矩阵和刚度矩阵; Ω 为转子的转速; F_u 为 $4n \times 1$ 维的不平衡力向量; F_{AMB} 为 $4n \times 1$ 维的电磁支承力向量; F_G 为 $4n \times 1$ 维的重力向量; q 为 $4n \times 1$ 维的转子广义节点位移向量, 定义为:

$$q = [u_{x1} \ \theta_{y1} \ u_{y1} \ -\theta_{x1} \ \dots \ u_{xn} \ \theta_{yn} \ u_{yn} \ -\theta_{xn}] \quad (6)$$

式中, u_{xi} 和 u_{yi} 分别为转子第 i 个节点在水平和垂直方向的位移; θ_{xi} 和 θ_{yi} 分别为转子第 i 个节点平面相对水平和垂直方向的转角。

AMBs-柔性转子系统动力学方程(5)的齐次解称为转子系统的固有特性, 其中特征矢量称为模态振型, 特征值称为模态频率。当不平衡力项 F_u 存在某个模态频率相同的分量时, 会激发该模态。图 5 为图 1 所示转子的刚体平动、锥动模态和前 3 阶弯曲模态的归一化固有振型。其中两个 AMBs 的刚度和阻尼分别为 1.1×10^6 N/m 和 0 N·s/m。图中, 5 和 32 节点为左端和右端 AMBs, 7 和 30 节点为左端和右端电涡流传感器, 15、21 和 26 节点分别为刚性圆盘 A、B 和 C。

AMBs-柔性转子系统为一个多输入多输出系统, 转子系统动力学方程的状态方程形式为:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + BF_{AMB} + EF_u \\ y = Cx \end{cases} \quad (7)$$

式中, $x = \begin{bmatrix} q \\ \dot{q} \end{bmatrix}$; $A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}(D + \Omega G) \end{bmatrix}$; $B = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1}T_s^T \end{bmatrix}$; $C = [C_m \ 0]$; E 为不平衡力的位置矩阵, $E = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1} \end{bmatrix}$, 其中, T_s 为 AMBs 的位置矩阵, C_m 为传感器的位置矩阵, I 为单位矩阵。

1.4 模型验证

利用有限元法得到的 AMBs-柔性转子系统动力学方程的阶数非常高, 而实际转子的工作转速有限, 只需考虑一定转速内的转子动力学特性, 因此通常对转子系统的模型进行降阶以降低模型的复杂度。用模型降阶法^[20]对 AMBs-柔性转子系统的动力学模型进行简化, 模型中只保留系统的刚体、前 4 阶前向和后向弯曲模态振型。为了验证降阶模型的精度, 如图 6 所示, 用橡皮绳将转子自由悬挂, 进行模态试验测试, 得到的频响函数(FRF)拟合曲线如图 7 所示。用降阶模型计算得到与试验得到的转子前 4 阶模态频率如表 2 所示。

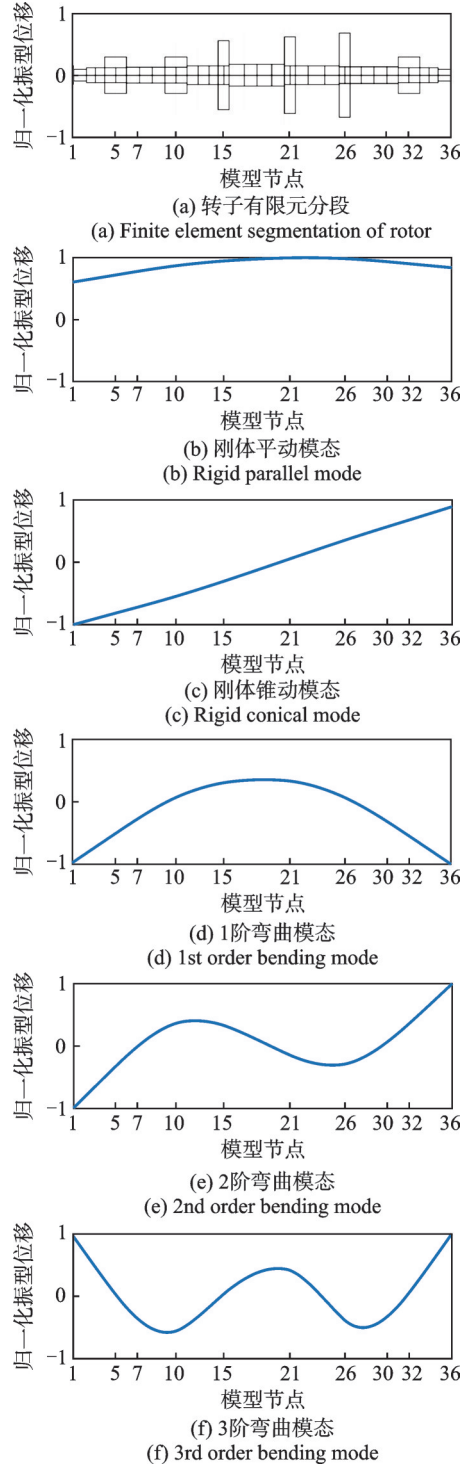


图 5 转子的模态振型图
Fig. 5 Modal vibration mode diagram of rotor



图 6 转子的自由-自由模态试验
Fig. 6 Modal test of rotor in free-free condition

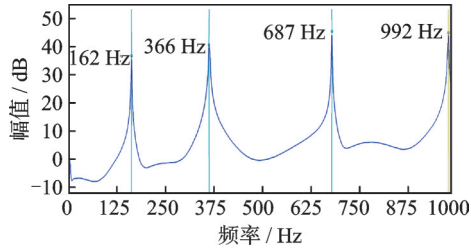


图 7 试验转子的 FRF 拟合曲线

Fig. 7 The FRF fitting curve of experimental rotor

表 2 仿真和试验模态频率对比

Tab. 2 Comparison of simulated and experimental mode frequencies

阶次	计算值/Hz	试验值/Hz	误差/%
1阶	163	162	0.60
2阶	354	366	3.40
3阶	730	687	6.20
4阶	1086	992	9.48

对比可知,试验得到的转子模态频率和用降阶模型计算得到的模态频率之间的误差较小,表明所建立 AMBs-柔性转子系统的降阶动力学模型是准确可靠的。

2 AMBs-柔性转子系统控制器设计

2.1 控制器结构设计

为便于调试和研究 AMBs-柔性转子系统的动力学特性,主控制算法采用了分散的 PID 控制,即

$$G_c(s) = K_p + K_i \frac{1}{s} + K_d s \quad (8)$$

式中, s 为气隙长度; K_p 、 K_i 和 K_d 分别为 PID 控制器的比例、积分和微分系数。

对于 AMBs-柔性转子系统来说:

(1) 比例系数 K_p 主要影响 AMBs 的支承刚度。过小的 K_p 无法克服转子的不平衡力而造成转子偏离平衡点而失稳,过大的 K_p 会造成 AMBs 出现铰支而无法控制弯曲模态,且容易引起功放电流的饱和。

(2) 微分系数 K_d 主要影响 AMBs 的支承阻尼,增大 K_d 可以提高转子系统的稳定性,并在过弯曲临界转速区时提供控制相位裕度和抑制弯曲振动。但 K_d 对高频扰动的增益也可能造成控制系统失稳。

(3) 积分系数 K_i 主要是保证转子悬浮于平衡点,与转子的动态控制性能的关系较小,在试验时取适当的值即可。

本研究用电涡流传感器获取转子的位移。由于受到电机变频器、AMBs 等产生的电磁干扰的影响,传感器位移信号包含了高频干扰分量,需要尽可能

地将其滤除。为此在 PID 主控制器前串联一个如下式所示的 2 阶低通滤波器:

$$G_{lp}(s) = \frac{\omega_c^2}{s^2 + 2\xi\omega_c s + \omega_c^2} \quad (9)$$

式中, ω_c 为截止角频率; ξ 为滤波器的阻尼比。

为了保留转子的前 3 阶弯曲模态、转速同频信息和低倍频信息用于转子的振动控制,取截止角频率 $\omega_c = 2000\pi$ r/s,滤波器阻尼比 $\xi = 0.8$ 。

为了考虑电涡流传感器和功率放大器的电感特性以及数字控制系统,包括采样和控制器等环节时滞的影响,可将其等效为一个如下式所示的 1 阶惯性环节,即

$$G_s(s) = \frac{1}{T_s s + 1} \quad (10)$$

式中, T_s 为滞后时间常数,一般取为 $T_s = 5 \times 10^{-5}$ s。

将控制回路 $G_c(s)$ 、 $G_{lp}(s)$ 和 $G_s(s)$ 串联,就可以得到从传感器位移偏差信号 $x(s)$ 到对应通道控制器输出的传递函数 $G(s)$ 。由于 PID 控制中积分控制几乎只与转子的低频性能有关,用于保证磁悬浮位置的精度,省略积分项后,有:

$$G(s) = \frac{\beta_1 s + \beta_0}{\alpha_3 s^3 + \alpha_2 s^2 + \alpha_1 s + \alpha_0} \quad (11)$$

其中, $\alpha_3 = T_s$, $\alpha_2 = 2\xi\omega_c T_s + 1$, $\alpha_1 = 2\xi\omega_c + T_s\omega_c^2$, $\alpha_0 = \omega_c^2$, $\beta_1 = \omega_c^2 K_i K_D$, $\beta_0 = \omega_c^2 K_i K_P$ 。

2.2 参数整定和控制稳定性分析

将控制器的传递函数(11)转化为状态空间方程:

$$\begin{cases} \dot{x}_{ci} = A_c x_{ci} + B_c y_i; i = 1, 2, 3, 4 \\ F_{AMBi} = C_c x_{ci} \end{cases} \quad (12)$$

式中, y_i 为 4 个位移通道的传感器输出值; F_{AMBi} 为 AMBs 的电磁力; A_c 、 B_c 和 C_c 分别为 3×3 、 1×3 和 3×1 的控制状态、输入和输出矩阵。

将转子的状态空间方程(7)和控制器的状态空间方程(12)组合,省略扰动项 EF_u 后,有:

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{x}_{c1} \\ \dot{x}_{c2} \\ \dot{x}_{c3} \\ \dot{x}_{c4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & BC_s \\ B_s C & A_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ x_{c1} \\ x_{c2} \\ x_{c3} \\ x_{c4} \end{bmatrix} \quad (13)$$

其中,

$$A_s = \text{diag}(A_c, A_c, A_c, A_c)$$

$$B_s = \text{diag}(B_c, B_c, B_c, B_c)$$

$$C_s = \text{diag}(C_c, C_c, C_c, C_c)$$

通过根轨迹法对系统(式(13))的稳定性进行分析,根据虚轴位置分辨各特征值的稳定性。对于本文研究的转子系统,在 0~250 Hz 范围内转子的刚

体平动、锥动、1阶弯曲特征值都显著位于虚轴左侧,更高阶的弯曲模态位于虚轴的右侧或靠近虚轴。改变控制器参数 K_D (即偏置电流 i_0)、 K_P 、 K_I 等,结合在转子静态悬浮调试的经验,整定得到的控制器参数如表3所示。

表3 控制器参数

Tab. 3 Controller parameters

参数	取值
滤波器截止频率 f_c/Hz	1000
滤波器阻尼比 ξ	0.8
比例系数 K_P	6500
积分系数 K_I	10000
微分系数 K_D	7
偏置电流 i_0/A	0.6
电流刚度 $k_i/(\text{N}\cdot\text{A}^{-1})$	187
位移刚度 $k_x/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	199

图8为该控制器(式(11))的开环频率特性,在10~1000 Hz范围内控制器具有平坦的增益,在刚体模态频率段有略高于 0° 的相位超前,在弯曲模态频率段具有 30° 左右的相位超前,为转子跨越弯曲模态时提供所需的阻尼。在0~250 Hz范围内闭环系统的刚体和前4阶模态的特征值如图9所示。

当滤波器截止角频率 $\omega_c = 2000\pi \text{ r/s}$ 时,调节参数 K_I 和 K_D 能够使转子系统的刚体模态和1阶弯曲模态特征值具有明显的负实部。对于2、3阶弯曲模态,其特征值交替地分布在虚轴的左右两侧,调节控制器参数 K_I 和 K_D 只能控制其远离或者靠近虚轴,而难以使其同时位于虚轴的左侧,也就是说系统的2、3阶弯曲模态存在失稳的可能。

考虑到实际的转子系统与状态空间模型间存在一定的差异,模型参数的摄动和未建模扰动可能对系统的稳定性产生影响。对于临界稳定或不稳定的

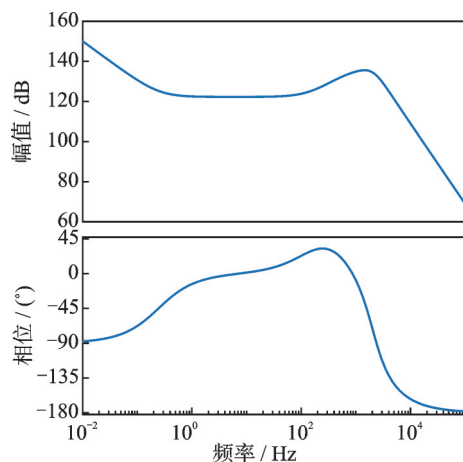


图8 控制器开环频率特性

Fig. 8 Open-loop frequency characteristics of controller

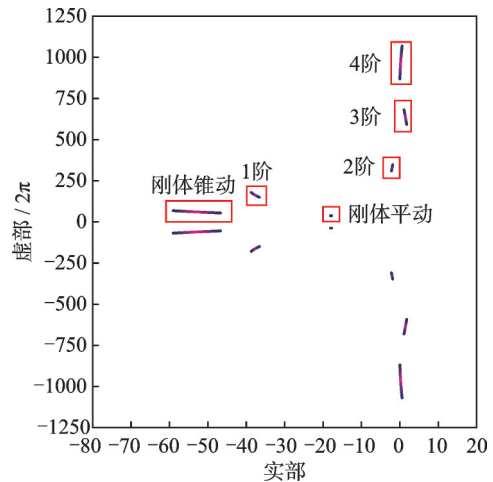


图9 闭环系统特征值

Fig. 9 Characteristic values of close-loop system

2、3以及更高阶的弯曲模态,必须通过实际的转子旋转试验验证其是否会被激发。基于这些考量,控制器的参数,例如微分参数 K_D 的选取应当结合实际转子悬浮和旋转稳定性。

3 仿真结果及分析

根据上节建立的AMBs-柔性转子系统的模型及所设计的1阶弯曲临界转速区的控制器,使用simulink对AMBs-柔性转子系统的振动特性进行仿真。仿真中使用与试验相同的控制参数,通过慢匀加速仿真结果来得到AMBs-柔性转子系统对不同频率激励力的响应特性,用于预测和估计转子系统的不平衡响应。

在C盘添加不平衡量 $500 \text{ g}\cdot\text{mm}/\angle 0^\circ$ 条件下,对AMBs-柔性转子系统进行1000 r/min的恒加速响应仿真,得到A及B端传感器及AMBs处转子在垂直方向上的位移响应曲线如图10所示的。

可以观察到,在该不平衡量条件下,转子的振动位移最大约为0.1 mm,出现在1200~3000 r/min的刚体模态附近。转子的1阶弯曲模态出现在10200 r/min附近,比自由悬挂状态下的模态频率略高。B端传感器及AMBs位置处转子的振动显著大于A端传感器及AMBs位置处转子的振动。

在0~15000 r/min的转速范围内,AMBs和传感器节点的振动形式相似,可以认为该转子系统传感器不同位效应^[21]的影响有限。

图11为仿真得到的AMBs-柔性转子系统全部36个节点振动位移在整个转速域内的幅值包络线。可见,在1800~3000 r/min转速范围内刚体平动和锥动模态存在显著的耦合;在10200 r/min附近转子穿越1阶弯曲模态时,右侧传感器和AMBs处转子

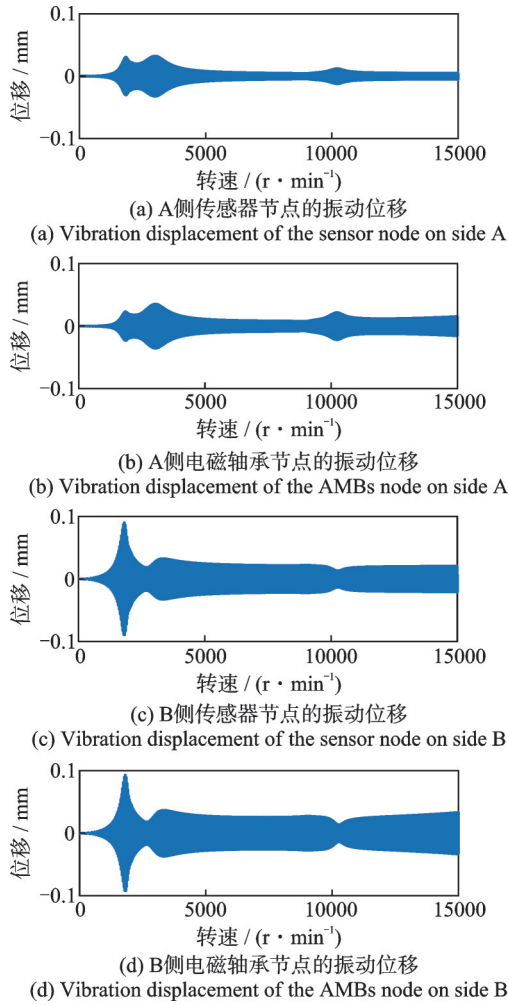


图10 转子传感器和电磁轴承节点的振动位移

Fig. 10 Vibration displacement of rotor sensor node and AMBs node

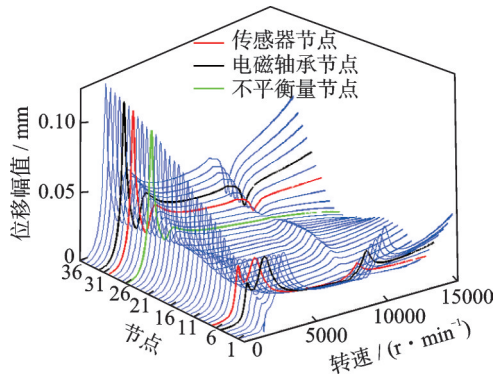


图11 转子各个模型节点处的振动位移幅值

Fig. 11 Vibration displacement amplitude of each model node of rotor

的振动比非临界区的振动小,左侧传感器和AMBs处转子的振动出现了明显的振动峰值。

在1阶弯曲临界转速(10200 r/min)以上的超临界区内,两侧AMBs及其外部节点(1~5, 32~36)的振动幅值逐渐增大,而对应传感器节点的振动幅值受反馈控制几乎不变化,说明控制器在15000 r/min以上的超临界转速区可能会逐渐失稳,验证了控制器稳定性分析中存在的2阶及以上模态的不稳定性。

4 试验结果及分析

AMBs-柔性转子试验系统由柔性转子、AMBs、联轴器、驱动电机、变频器、电涡流传感器、功率放大器、d-Space控制平台和PC机等构成,如图12和13所示。图13中 ω 为角速度, U_s 为位移传感器的输出电压, U_c 为控制器的输出电压, i_c 为控制电流。

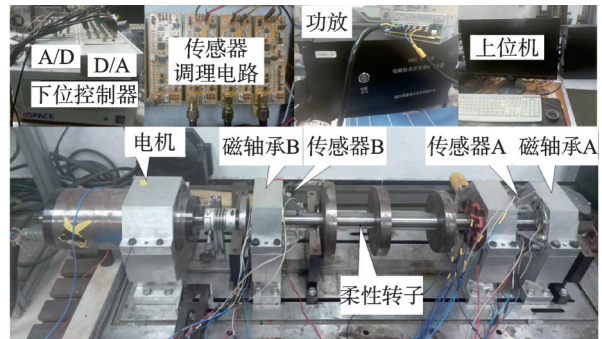


图12 AMBs-柔性转子系统试验台

Fig. 12 Test rig of AMBs-flexible rotor system

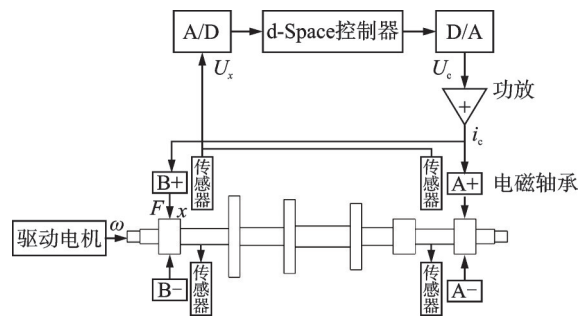


图13 AMBs-柔性转子控制系统示意图

Fig. 13 Schematic diagram of AMBs-flexible rotor control system

AMBs-柔性转子系统控制回路的硬件基于d-Space平台。d-Space运动控制平台由处理板、模数转换输入板(A/D)、数模转换输出板(D/A)和上位机4部分构成,系统的采样频率为20 kHz。控制器通过simulink仿真模型搭建,d-Space软件将控制程序编译后写入控制板硬件。d-Space控制板与功率放大器的D/A口和传感器输出电压的A/D口构成闭环的控制回路。

4.1 转子系统的模拟旋转实验

为了预估AMBs-柔性转子系统在实际旋转运行条件下的振动,先用控制器对转子进行静态悬浮,然后在控制电流中加入模拟旋转同频不平衡力的正弦电流分量,得到模拟旋转时A及B端传感器处转子在水平及垂直方向(AX及AY、BX及BY,下同)上的位移响应如图14所示。

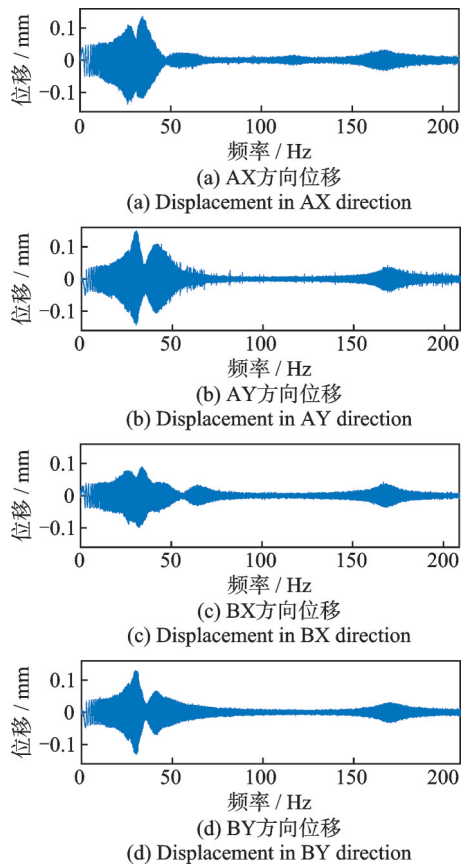


图 14 转子模拟旋转位移响应

Fig. 14 Simulate rotational displacement response of rotor

结果表明,在 1200~3000 r/min(20~50 Hz)的低速区,出现了明显的刚体模态振动,振动位移超过 0.1 mm;但在刚体临界转速以上的 5000~12500 r/min 转速区,转子的振动都能够得到有效抑制,振动位移在 0.01 mm 左右。在 10200 r/min(170 Hz)位置出现了 1 阶临界弯曲模态,但尖峰较小,约为 0.03 mm。所以,所设计的控制器对柔性模态的振动抑制效果明显。

根据图 5 所得到的转子振型进行推算,在刚体临界转速区内,左侧 AMBs 处转子的位移不大于 0.125 mm、保护轴承处转子的位移不大于 0.15 mm。在 1 阶弯曲临界区域内,右侧 AMBs 处转子的位移不大于 0.06 mm、保护轴承处转子的位移不大于 0.12 μm。考虑到保护轴承的间隙为 0.25 mm, AMBs 的单边间隙为 0.4 mm,模拟旋转表明该控制器能够保证足够的安全位移裕度,避免转子在旋转试验中出现的转子与备用轴承碰撞的风险。

将图 14 扫频试验得到的 AMBs-柔性转子系统的振动位移与图 11 仿真得到的转子振动位移相比,发现转子振动幅值随激励频率的变化有明显不同,其主要原因是仿真中施加的不平衡量位于中间刚性圆盘上,而扫频实验的不平衡激励在 2 个 AMBs 处。

仿真得到的 AMBs-柔性转子系统的刚体平动、

锥动和 1 阶弯曲峰值频率分别为 30.43、50.72 和 171.01 Hz。扫频试验得到的 3 个振动峰值频率分别为 30.05、41.07 和 170.05 Hz。转子系统刚体平动模态的频率和 1 阶弯曲模态的频率的仿真与试验结果比较一致。刚体锥动模态的频率的仿真与试验结果的频率区间重合,相互耦合导致的。

4.2 转子系统的旋转试验和不平衡响应

在搭建的 AMBs-柔性转子系统试验台上进行了旋转试验。PID 控制器的参数采用表 3 整定的参数。转子先以约 100 (r/min)/s 的慢加速运行到超临界转速 13500 r/min(225 Hz)的额定转速,在额定转速稳定后再以约 150 (r/min)/s 慢减速度运行到停车。

为研究 AMBs-柔性转子系统的不平衡响应特性,对转子施加不平衡量并测量了转子系统在慢加速运行过程中的不平衡响应。通过在圆盘面上不同位置添加 6 g 的小质量块以施加不平衡量,考虑转子系统在加工、运输和装配过程中产生的残差不平衡量,实际的不平衡量为二者的向量和。

通过在刚性圆盘 C 的不同方向上添加不平衡质量块,进行旋转不平衡试验,得到了 14 组转子系统在升速和降速过程中的不平衡振动位移和电流响应。14 组不平衡的大小和圆周分布如图 15 所示。为直观地观察 14 组不平衡量的影响,每组实验在转速为 5970~6030 r/min(99.5~100.5 Hz)区的平均振动位移和控制电流分布分别如图 16 和 17 所示。从图中可以看出,不平衡响应的分布具有明显的偏置圆特征,说明该转子具有可观的残差不平衡量。由实验数据确定出转子不平衡位移最小的为第 5 组,即不平衡量 540 g·mm∠20°。

在第 5 组不平衡量 540 g·mm∠20°及与第 5 组不平衡量位置相反的第 3 组不平衡量 1026 g·mm∠180°

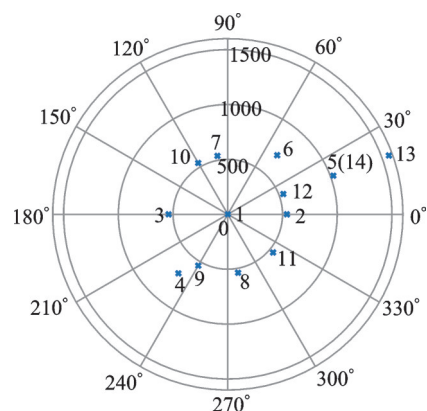


图 15 施加的不平衡量分布(单元: g·mm)

Fig. 15 Distribution of the applied unbalance (Unit: g·mm)

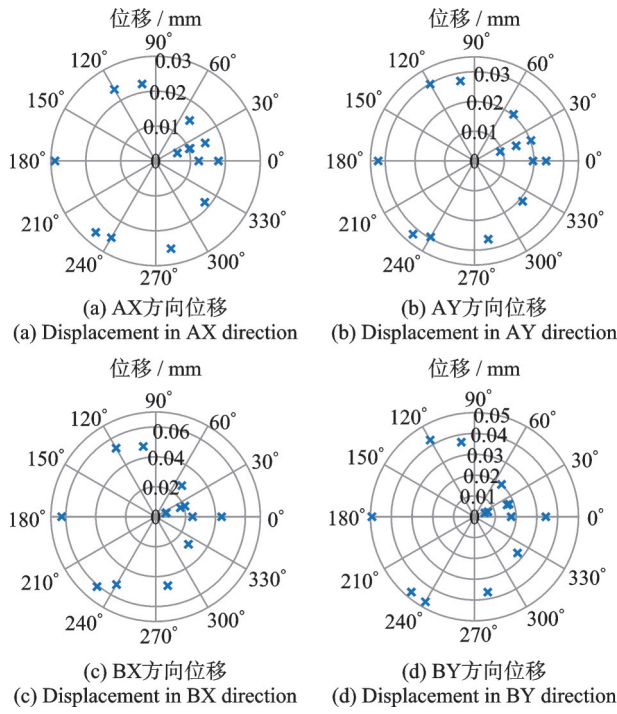


图16 不平衡位移平均值分布

Fig. 16 Average distribution of unbalance displacement

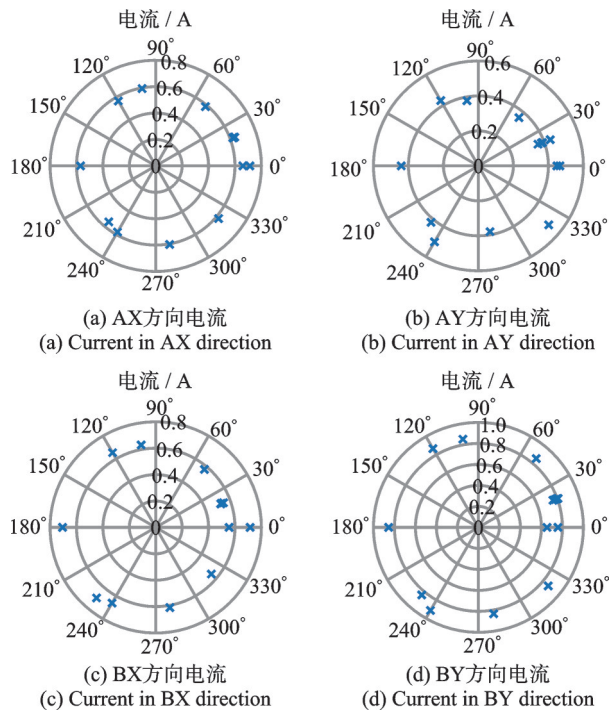


图17 控制电流平均值分布

Fig. 17 Average distribution of control current

条件下A和B端传感器处转子在水平及垂直方向上的不平衡位移响应试验结果分别如图18和19所示。

在不平衡量为 $540\text{ g}\cdot\text{mm}\angle 20^\circ$ 的条件下,转子原有的残差不平衡量得到了补偿,转子的振动幅值较小,在刚体模态转速区转子的振动位移小于 0.1 mm ,其余转速下振动位移小于 0.03 mm ,并且B端传感器处转子在1阶弯曲临界转速区的振动出现峰值,支承的稳定性提高。

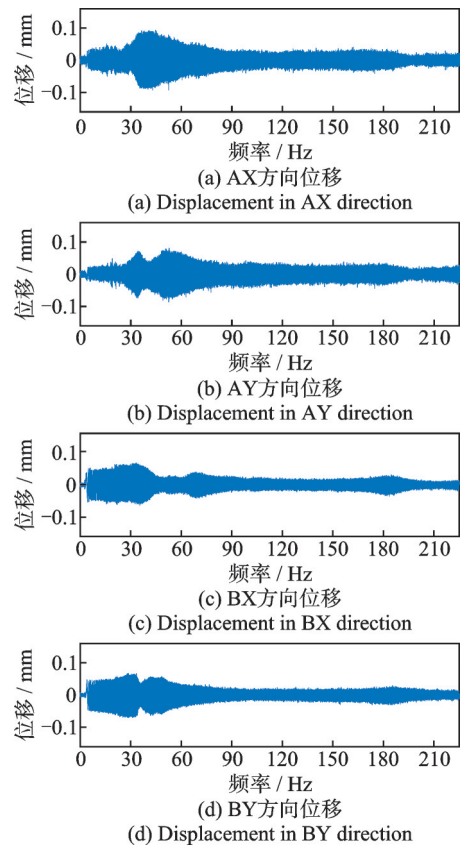


图18 不平衡量为 $540\text{ g}\cdot\text{mm}\angle 20^\circ$ 时转子的不平衡位移响应
Fig. 18 Unbalance displacement response of the rotor when the unbalance is $540\text{ g}\cdot\text{mm}\angle 20^\circ$

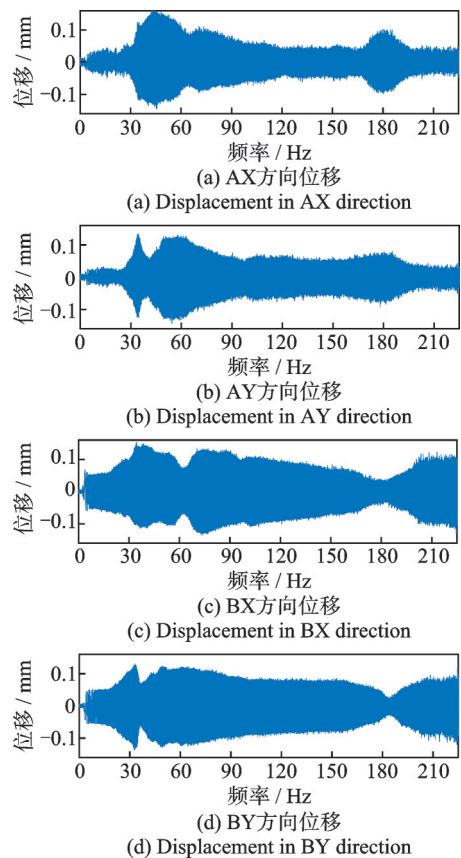


图19 不平衡量为 $1026\text{ g}\cdot\text{mm}\angle 180^\circ$ 时转子的不平衡位移响应
Fig. 19 Unbalance displacement response of the rotor when the unbalance is $1026\text{ g}\cdot\text{mm}\angle 180^\circ$

在不平衡量为 $1026 \text{ g}\cdot\text{mm}/180^\circ$ 的条件下,转子的振动幅值显著变大,振动位移在很多转速下都大于 0.05 mm ,特别是B端传感器处转子在1阶弯曲临界转速区的振动比非临界转速区的振动还小。这个现象与仿真计算得到的波形图10和11是相似的,说明大不平衡量较大时,AMBs的支承力对转子的振型产生了显著影响,迫使振型节点位置接近B端传感器位置。

4.3 转子系统不平衡响应的频谱特性

为了分析转子系统不平衡响应的频谱特征,对试验测量得到的转子振动位移信号进行短时傅里叶变换。傅里叶变换的窗口长度为1024个采样点,频率上限 1 kHz 。以A和B端传感器处转子垂直方向(A_Y及B_Y)上的振动为例,得到了如图20和21所示的频谱图。

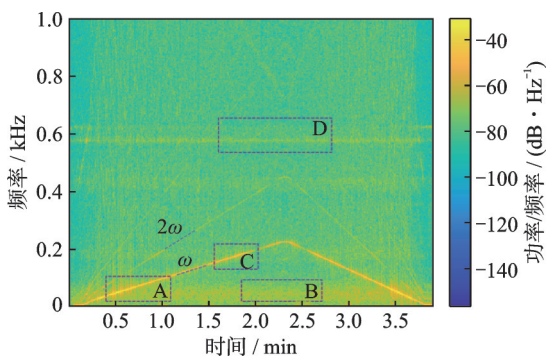


图20 不平衡量为 $540 \text{ g}\cdot\text{mm}/20^\circ$ 时AY方向的位移信号频谱

Fig. 20 Displacement signal spectrum in AY direction when the unbalance is $540 \text{ g}\cdot\text{mm}/20^\circ$

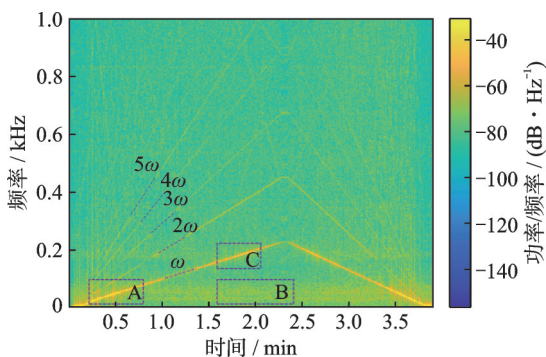


图21 不平衡量为 $540 \text{ g}\cdot\text{mm}/20^\circ$ 时BY方向的位移信号频谱

Fig. 21 Displacement signal spectrum in BY direction when the unbalance is $540 \text{ g}\cdot\text{mm}/20^\circ$

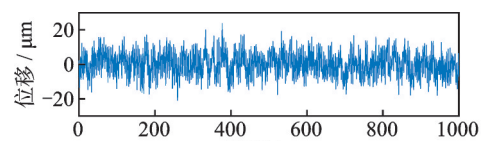
在A和B端传感器处转子垂直方向上的振动位移频谱中都可以观察到明显的同频分量 ω 、刚体模态分量B和比较显著的二倍频分量 2ω ,其中二倍频分量通常是传感器检测面圆周的不均匀造成的^[22]。

在同频分量和刚体模态的重合频率附近出现了明亮竖线条纹,说明在此转速区,转子运动的周期性弱化,处于近失稳状态。在1阶弯曲临界转速附近出现了较短的明亮竖线条纹,说明AMBs控制器对弯曲模态的抑制更强。

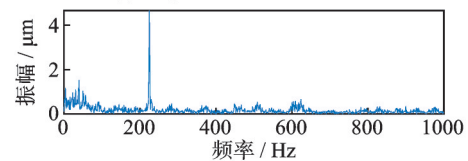
试验中,B端传感器靠近电机驱动端,B端传感器的振动频谱图中,在转速的多倍频处,如 3ω 、 4ω 、 5ω 等的振动能量也比较明显。主要原因是B端传感器靠近电机的驱动端,受到更多的电磁场干扰和联轴器的影响,产生了多频谱波。

在传感器处垂直方向转子振动的频谱图中出现了3阶弯曲模态D,而2阶弯曲模态特征不明显,这是由于传感器安装位置(图5中的7及30节点)靠近2阶弯曲模态振型的节点,降低了2阶弯曲模态的可观性。3阶模态的节点位于AMBs和传感器之间,以传感器出转子的位移为目标的控制器就不能有效抑制3阶弯曲模态的振动,出现了明显的3阶弯曲模态的振动。

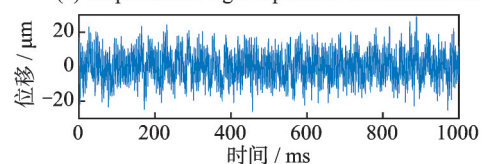
图22是超临界 $13500 \text{ r}/\text{min}$ 恒定转速下A和B端传感器处的转子在水平及垂直方向上的位移信号的时间历程和频谱图。可以看出,A端传感器处转子的振动位移在 0.03 mm 以内,B端传感器处转子的振动位移在 0.015 mm 以内。一般情况下,转子位移信号中同频信号占主导部分,但也存在一些低频和高频谐波。从位移时间历程图上可以看出,同频振动分量几乎被噪声所掩盖,也就是同频振动被抑制到了传感器精度和电磁干扰所能够允许的最低程度。在改善不平衡分布的情况下,AMBs-柔性转子系统在超临界的 $13500 \text{ r}/\text{min}$ 转速下能够保证控制系统的高控制性能。



(a) Displacement in AX direction



(b) Displacement signal spectrum in AX direction



(c) Displacement in AY direction

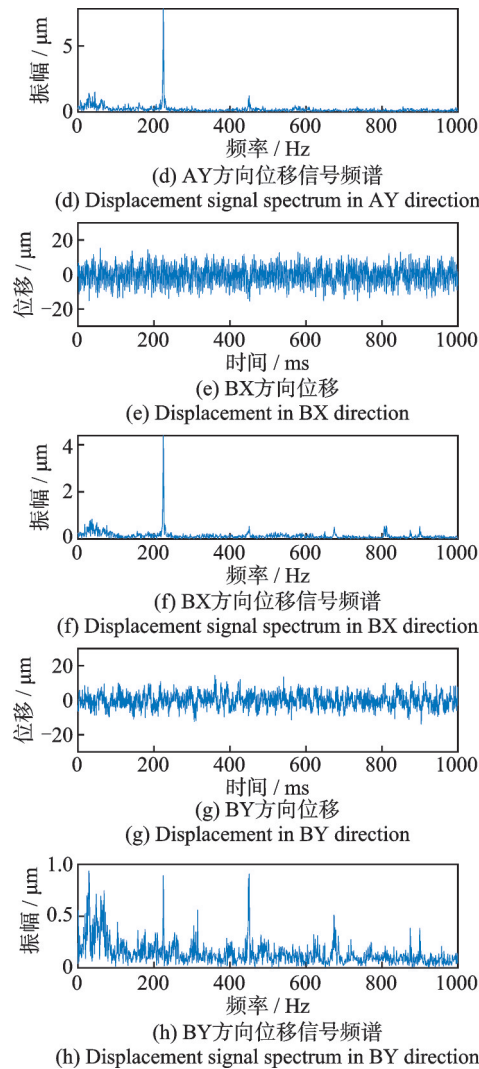


图22 转速为13500 r/min时转子的位移信号波形和频谱
Fig. 22 Displacement signal waveform and spectrum of rotor when the rotational speed is 13500 r/min

5 结论

为了使AMBs-柔性转子系统能够平稳地通过1阶弯曲临界转速区,本文建立了AMBs-柔性转子系统的动力学模型,设计了由输入2阶滤波器和分散PID控制器串联组成的控制器,并对控制器的性能进行了仿真分析,在搭建的AMBs-柔性转子系统试验台上进行了模拟旋转和实际旋转试验,测量了多组不平衡量条件下转子系统的不平衡位移响应及电流响应,分析了转子的不平衡分布对转子系统振动特性的影响,得到如下结论:

(1) 本文设计的由输入2阶滤波器和分散PID控制器串联组成的控制器,能够使转子系统顺利地通过1阶弯曲临界转速区;

(2) 所设计的由输入2阶滤波器和分散PID控制器串联组成的控制器的结构简单,易于设计和整

定参数,有效避免了控制器调试过程中造成的试验台失稳碰撞的风险,该算法设计仅需要柔性转轴和电磁轴承等部件的基本几何尺寸,不需要对实际模型参数进行辨识和估计,控制器阶数低,对噪声扰动和模型误差的敏感性较低,能够在传感器信噪比容许的范围内将振动位移限制在较小范围内;

(3) 对主动AMBs-柔性转子系统的振动位移的频谱分析表明,转子的振动除了同频振动以外,主要由多倍频振动信号和刚体临界频率以下的低频扰动为主。

参考文献:

- [1] SCHWEITZER G, MASLEN E H. Magnetic Bearings: Theory, Design, and Application to Rotating Machinery[M]. Dordrecht: Springer, 2009.
- [2] 赵皓宇, 祝长生. 对称电磁轴承刚性转子系统的动力学特性[J]. 振动工程学报, 2020, 33(5): 940-951. ZHAO Haoyu, ZHU Changsheng. Dynamic behavior of symmetrical active magnetic bearings rigid rotor systems[J]. Journal of Vibration Engineering, 2020, 33(5): 940-951.
- [3] SAHINKAYA M N, ABULRUB A G, KEOGH P S, et al. Multiple sliding and rolling contact dynamics for a flexible rotor/magnetic bearing system[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2007, 12(2): 179-189.
- [4] WHITE J W, PONNAGANTI V. Non-linear air bearing dynamics of a six degrees of freedom magnetic recording slider with head-disk contact/impact[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 1988, 24(6): 2757-2759.
- [5] 周天豪, 祝长生. 基于特征结构配置的电磁轴承高速电机刚性转子系统鲁棒输出反馈控制器的设计[J]. 中国电机工程学报, 2022, 42(10): 3775-3786. ZHOU Tianhao, ZHU Changsheng. Design of robust output controller for an active magnetic bearing high-speed motor rigid rotor system based on eigenstructure assignment[J]. Proceedings of the CSEE, 2022, 42(10): 3775-3786.
- [6] SUN H B, JIANG D. Vibration suppression of magnetic bearing system based on active disturbance rejection control with generalized integrator extend state observer [C]//Proceedings of IEEE 1st China International Youth Conference on Electrical Engineering (CI-YCEE). Wuhan: IEEE, 2020.
- [7] 张鹏, 祝长生, 李翁衡. 基础冲击作用下弹性支撑的电磁轴承-柔性转子系统振动特性及瞬态振动主动抑制策略[J]. 振动工程学报, 2024, 37(9): 1513-1522. ZHANG Peng, ZHU Changsheng, LI Wengheng. Vibration characteristics and active control strategy of an active magnetic bearing-flexible rotor system with elas-

- tic support under impact load[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2024, 37(9): 1513-1522.
- [8] XU Z X, XU H Z. Active magnetic bearing controller design based on radial basis function neural network [C]//*Proceedings of IEEE 6th Advanced Information Technology, Electronic and Automation Control Conference (IAEAC)*. IEEE, 2022: 804-808.
- [9] 嵇尚华, 张维煜, 黄振跃, 等. 交流主动磁轴承参数设计与优化[J]. *中国电机工程学报*, 2011, 31(21): 150-158.
- JI Shanghua, ZHANG Weiyu, HUANG Zhenyue, et al. Parameter design and optimization of AC active magnetic bearing[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2011, 31(21): 150-158.
- [10] HAN B C, ZHENG S Q, WANG X, et al. Integral design and analysis of passive magnetic bearing and active radial magnetic bearing for agile satellite application[J]. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2012, 48(6): 1959-1966.
- [11] ARREDONDO I, JUGO J, ETXEBARRIA V. Modeling and control of a flexible rotor system with AMB-based sustentation[J]. *ISA Transactions*, 2008, 47(1): 101-112.
- [12] MUSHI S E, LIN Z L, ALLAIRE P E. Design, construction, and modeling of a flexible rotor active magnetic bearing test rig[J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2012, 17(6): 1170-1182.
- [13] WEI C S, SÖFFKER D. Optimization strategy for PID-controller design of AMB rotor systems[J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2016, 24(3): 788-803.
- [14] 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.
- [15] WANG Y G, FANG J C, ZHENG S Q. Optimal phase compensation control and experimental study of flexible rotor supported by magnetic bearing [C]//*Proceedings of 8th IEEE International Symposium on Instrumentation and Control Technology (ISICT) Proceedings*. IEEE, 2012: 314-319.
- [16] TANG E Q, HAN B C, ZHANG Y. Optimum compensator design for the flexible rotor in magnetically suspended motor to pass the first bending critical speed[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2016, 63(1): 343-354.
- [17] ZHENG S Q, LI H T, PENG C, et al. Experimental investigations of resonance vibration control for noncollocated AMB flexible rotor systems[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2017, 64(3): 2226-2235.
- [18] GENG X X, ZHU C S. Sliding mode control based on linear quadratic regulator for an active magnetic bearing flexible rotor virtual collocated system [C]//*Proceedings of 22nd International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*. IEEE, 2019: 1-5.
- [19] 李翁衡, 祝长生. 主动电磁轴承-柔性转子系统过多个临界转速区的同频振动抑制[J]. *中国电机工程学报* 2023, 43(14): 5653-5663.
- LI Wengheng, ZHU Changsheng. Synchronous vibration suppression of an active magnetic bearing-flexible rotor system passing multiple critical speeds regions[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2023, 43(14): 5653-5663.
- [20] SKELTON R E, HUGHES P C. Modal cost analysis for linear matrix-second-order systems[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 1980, 102(3): 151-158.
- [21] 李翁衡, 祝长生. 主动电磁轴承-柔性转子系统的不同位效应[J]. *振动工程学报*, 2023, 36(5): 1179-1190.
- LI Wengheng, ZHU Changsheng. Non-collocated effect on active magnetic bearing-flexible rotor systems [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2023, 36(5): 1179-1190.
- [22] ZHANG H J, LIU J J, ZHU R P, et al. Nonlinear adaptive harmonics vibration control for active magnetic bearing system with rotor unbalance and sensor runout [J]. *IEEE Sensors Journal*, 2021, 21(10): 12245-12254.

第一作者:汤加钰(1999—),男,硕士研究生。

E-mail: 3170105733@zju.edu.cn

通信作者:祝长生(1963—),男,博士,教授。

E-mail: zhu_zhang@zju.edu.cn