

DOI: 10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2026.02.005

高温磁悬浮轴承等效支承刚度分析

辛宇, 金超武, 赵瑞瑾

(南京航空航天大学 机电学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 为探究温度对磁悬浮轴承等效支承刚度的影响, 推导高温磁悬浮轴承电磁力模型, 使用 COMSOL 有限元分析软件验证电磁力模型的有效性; 结合电控系统模型给出高温磁悬浮轴承等效支承刚度模型, 通过模态试验结果验证等效支承刚度模型的有效性, 分析温度和转速对等效支承刚度的影响。结果显示: 温度升高会降低等效支承刚度, 而转速上升会提高等效支承刚度。

关键词: 磁悬浮轴承; 高温; 电磁力; 等效支承刚度; 模态频率

中图分类号: TH133.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5276(2026)02-0026-05

Equivalent Support Stiffness Analysis of High-temperature Magnetic Bearings

XIN Yu, JIN Chaowu, ZHAO Ruijin

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: To explore the effect of temperature on the equivalent bearing stiffness of magnetic bearing, this paper deduces the electromagnetic force model of high-temperature magnetic bearing, and verifies the validity of the electromagnetic force model using the finite element analysis software. The equivalent bearing stiffness model of high-temperature magnetic bearing is given by combining with the model of the electronic control system, the validity of the equivalent bearing stiffness model is verified by the results of the modal test, and the effects of temperature and rotational speed on the equivalent bearing stiffness are analyzed. The results show that the increase of temperature will reduce the equivalent support bearing stiffness, while the increase of rotational speed will improve equivalent support bearing stiffness.

Keywords: magnetic bearing; high temperature; electromagnetic force; equivalent support stiffness; modal frequency

0 引言

目前, 航空发动机转子系统采用的机械轴承耐热温度通常不超过 300 °C, 支承位置需要远离燃烧室同时还需要配备润滑冷却系统以避免燃烧室因高温带来的影响^[1]。而高温磁悬浮轴承的耐热温度最高可超过 500 °C, 这使得磁悬浮轴承的支承位置可以更靠近燃烧室或者涡轮室, 从而缩短发动机的轴向尺寸, 减轻发动机的质量^[2-3]。除此之外, 磁悬浮轴承利用电磁线圈产生可控电磁力维持转子的稳定悬浮, 能够帮助转子系统实现无摩擦、无润滑、低噪音、无污染、可主动控制的优异效果^[4-5]。

KIMBALL 等^[6]为了验证高温磁悬浮轴承在燃气涡轮机上使用的可行性, 设计并制造了耐温值高达 537 °C 的高温磁悬浮轴承样机。通过试验分析了磁悬浮轴承的最大承载力与温度的关系, 实验结果表明: 温度升高会导致的轴承间隙的增

加会减小轴承的负载能力, 温度升高至 537 °C 时轴承的负载能力下降了约 33%。PROVENZA 等^[7]研究了高温环境下磁悬浮轴承的工作特性, 并建立了高温磁悬浮轴承稳态热阻模型。BURDET 则针对磁悬浮轴承在喷气发动机上的应用进行了研究, 构建了一个包含五自由度的磁悬浮轴承系统样机, 在 25 °C ~ 550 °C 的环境温度范围内, 对磁悬浮轴承的悬浮特性进行了测量。MA 等^[8]研究了温度导致的磁悬浮轴承刚度变化对系统稳定性的影响, 并建立了刚度补偿算法来保证系统的稳定性。MUSHI 等^[9]研究了应用于小型离心压缩机上的磁悬浮转子系统, 利用状态空间技术将电磁悬浮轴承、传感器、放大器和电子滤波器的附加模型连接到转子上, 构建了两个径向磁悬浮轴承支承下的转子机电一体化模型。

本文基于电磁学和耦合场理论, 推导了高温磁悬浮轴承的等效支承刚度模型。通过有限元仿真和模态试验验证了模型的准确性, 并基于模型

基金项目: 航空发动机及燃气轮机基础科学中心重点项目 (P2022-B-III-004-001); 近高温燃烧室短跨距磁悬浮轴承设计方法研究项目 (P2022-B-III-004-001)

第一作者简介: 辛宇 (1999—), 男, 安徽滁州人, 硕士研究生, 研究方向为磁悬浮轴承, cmeexy@outlook.com。

分析了温度对高温磁悬浮轴承等效支承刚度的影响。

1 高温磁悬浮轴承电磁力推导

1.1 高温磁悬浮轴承结构介绍

本文所使用的高温径向磁悬浮轴承结构如图1所示。整体采用8磁极C型结构,每个磁极上绕有一组高温线圈,通电后磁极布置呈现S-S-N-N-S-S-N-N的状态,各磁极线圈单独控制可以有效防止耦合。为保证磁悬浮轴承在高温下能够稳定运行,磁悬浮轴承定子以及磁悬浮轴承芯轴上采用高温软磁合金取代传统电工硅钢作为叠片材料,磁极线圈采用耐高温封装来防止线圈在高温下发生氧化。

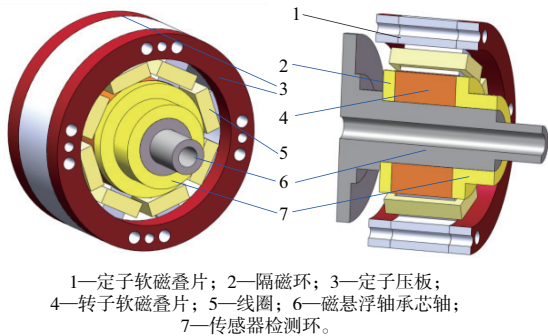


图1 高温磁悬浮轴承结构

1.2 高温磁悬浮轴承电磁力模型

温度升高会改变磁悬浮轴承材料的内在固有属性(密度、线膨胀系数、相对磁导率等)和外在几何属性,使得高温环境中相同偏置电流和控制电流下的磁悬浮轴承电磁力发生变化^[10-11]。因此,需要重新推导高温磁悬浮轴承的电磁力数学模型。

将磁悬浮轴承中相对的两对磁极组成差动布置,进行电磁力的分析,相关参数如图2所示。

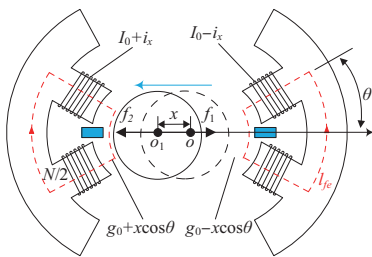


图2 单自由度差动布置磁悬浮轴承

对于图2所示的单自由度差动布置磁悬浮轴承,忽略绕组中的漏磁,一对磁极对转子的磁吸引

力可以使用麦克斯韦公式来表示:

$$f = \frac{B_s^2 A_s}{\mu_0} \quad (1)$$

式中: B_s 为常温下的气隙磁感应强度; A_s 为磁路的横截面积; μ_0 为真空磁导率。根据安培环路定律,均匀分段的磁路中, B_s 与绕组安匝数 NI 的关系可以表示为

$$l_{fe} \frac{B_s}{\mu_r} + 2s \frac{B_s}{\mu_0} = NI \quad (2)$$

对公式(2)进行变换,可以得到 B_s 的表达式为

$$B_s = \frac{NI}{\frac{2s}{\mu_0} + \frac{l_{fe}}{\mu_r}} \quad (3)$$

式中: l_{fe} 为一对磁极磁路的长度; μ_r 为软磁合金叠片的相对磁导率; N 为一对磁极的总线圈匝数; s 为单边气隙; I 为偏置电流。转子在某一自由度的长度上变化 x 时,转子左右两侧气隙的磁感应强度分别变为

$$B_{s1} = \frac{N(I+i_x)}{\frac{2(s-x\cos\theta)}{\mu_0} + \frac{l_{fe}}{\mu_r}}, B_{s2} = \frac{N(I-i_x)}{\frac{2(s+x\cos\theta)}{\mu_0} + \frac{l_{fe}}{\mu_r}} \quad (4)$$

联立式(1)、式(3)和式(4)可以得到差动电磁力 F 的表达式为

$$F = f_1 - f_2 = \frac{\mu_0 N^2 A_s \cos\theta (I+i_x)^2}{\left[\frac{l_{fe}}{\mu_r} + 2(s-x\cos\theta)\right]^2} - \frac{\mu_0 N^2 A_s \cos\theta (I-i_x)^2}{\left[\frac{l_{fe}}{\mu_r} + 2(s+x\cos\theta)\right]^2} \quad (5)$$

式中: i_x 为控制电流; x 为转子质心移动的距离; θ 为一对磁极夹角的一半。

在考虑温度升高 ΔT 时,材料的几何长度变化可以使用热膨胀公式来表示^[12]:

$$l' = l(1 + \alpha\Delta T) \quad (6)$$

同时为了得到软磁材料在高温状态下的磁特性,对软磁材料在常温以及450℃下分别进行了 $B-H$ 曲线的测试,结果如图3所示。从图3中可以观察到,当材料中的磁场强度在800 A/m以下时,温度对磁感应强度不显著。然而,当磁场强度超过800 A/m时,450℃时相同的磁场强度得到的磁感应强度明显低于常温下的磁感应强度。换言之,在800 A/m以上区域时,温度的升高降低了软磁叠片材料的导磁能力。而磁悬浮轴承在正常工作时,需要考虑转子全速域的影响,最高磁场强度能够达到2000 A/m以上,超过了800 A/m。因

此必须考虑温度升高所导致的软磁叠片相对磁导率下降的情况。

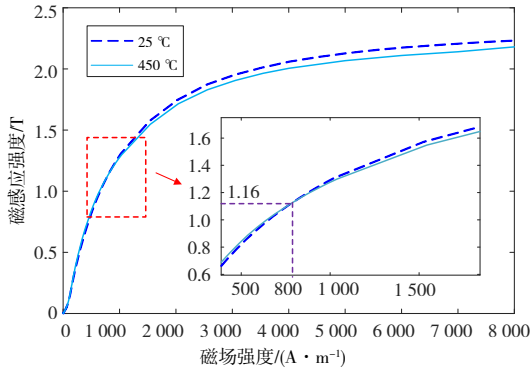


图3 不同温度下软磁材料 $B-H$ 曲线

考虑温度升高所导致的软磁叠片相对磁导率下降时的材料相对磁导率可以表示为

$$\mu'_r = \mu_r (1 - \beta \Delta T) \quad (7)$$

式中 β 为根据试验数据得到的软磁材料相对磁导率下降系数。联立式(1)、式(6)和式(7),一对高温磁悬浮轴承磁极对转子的磁吸引力可以表示为

$$f' = \frac{\mu_0 N^2 A_s}{(1 + \alpha \Delta T)^2} \frac{I^2}{\left(\frac{l_{fe}}{\mu'_r} + 2g_0 \right)^2} \quad (8)$$

将式(8)代入式(5),此时的单自由度高温磁悬浮轴承产生的差动电磁力可以表示为

$$F = f'_1 - f'_2 = \frac{\mu_0 N^2 A_s \cos \theta (I + i_x)^2}{(1 + \alpha \Delta T)^2 \left[\frac{l_{fe}}{\mu'_r} + 2(s-x) \right]^2} - \frac{\mu_0 N^2 A_s \cos \theta (I - i_x)^2}{(1 + \alpha \Delta T)^2 \left[\frac{l_{fe}}{\mu'_r} + 2(s+x) \right]^2} \quad (9)$$

1.3 有限元验证

为验证考虑温度影响的电磁力数学模型的准确性,使用有限元仿真软件构建了高温磁悬浮轴承单向耦合仿真模型。首先进行稳态温度场仿真,接着将温度场的结果作为初始温度载荷应用于结构场,模拟磁悬浮轴承在热膨胀工况下的情况。随后,将结构场的仿真结果作为电磁场的预载荷,分析高温磁悬浮轴承电磁力随温度变化的情况。仿真时的恒温区的温度工况选择本文的磁悬浮轴承的最高工作温度 $450\text{ }^\circ\text{C}$ 。在电磁场仿真中,由于本文的磁悬浮轴承为8极对称结构,因此本文选择一对磁极作为研究对象,相关参数如表1所示。

表1 磁悬浮轴承的结构参数和电磁参数

参数类型	指标名称	数值
几何参数	转子内径/mm	89.4
	磁极面积 A_s/mm^2	200
	磁极夹角/ $^\circ$	22.5
	单边气隙 s/mm	0.3
电控参数	偏置电流 I/A	1~1.4
	线圈匝数 N	240

仿真结果如图4所示。将转子在不同电流下所受到的电磁力有限元结果导出与公式推导计算的电磁力进行对比,对比结果显示在图5中。

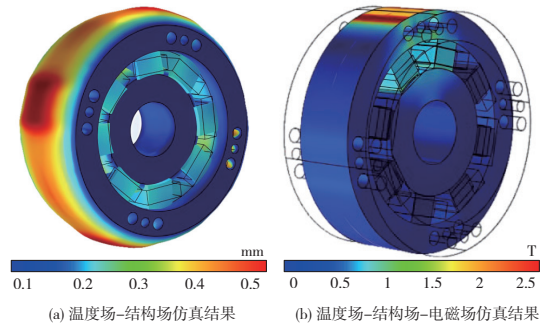


图4 磁悬浮轴承有限元仿真结果

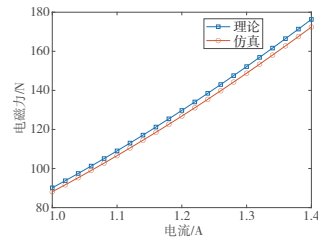


图5 $450\text{ }^\circ\text{C}$ 工况下理论计算电磁力和仿真电磁力对比

图5中可以观察到,理论计算的电磁力会略高于仿真的电磁力,这是因为仿真使用的是三维场,电磁场之间会发生漏磁,导致仿真的电磁力低于理论值。不同电流下的 $450\text{ }^\circ\text{C}$ 工况下的理论计算电磁力与仿真电磁力的误差值均未超过 2.3% ,这表明推导的模型具有较高的准确性。

2 磁悬浮轴承系统等效支承刚度模型

2.1 高温磁悬浮轴承电控系统模型

不同于机械轴承,磁悬浮轴承系统是一个典型的机电一体化系统,其等效支承刚度会受到电控参数和温度的影响。因此,需要推导高温磁悬浮轴承系统等效支承刚度模型。

磁悬浮轴承机电控制系统如图 6 所示。

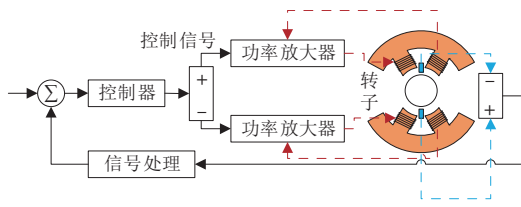


图 6 磁悬浮轴承机电控制系统示意图

1) 电涡流位移传感器模型

本文采用电涡流传感器作为位移传感器,用于检测转子芯轴的位移情况,并将检测到的信号反馈到数字控制器中。磁悬浮轴承与转子之间设置有保护轴承,防止电磁主轴轴承跌落失效。本文所设计的高温磁悬浮轴承的保护轴承的单边间为 0.125 mm,传感器的输出范围是单边 0~2.5 V 之间,所以电涡流位移传感器的传递函数可以表示为

$$G_s(s) = 20 \quad (10)$$

2) 主动控制器模型

不同的控制方法,其控制器的表达式也不同。本文以工业中常用的 PID 控制器为例,给出其控制模型。目前数字 PID 控制器最为常用的是位置式 PID 控制器。系统的传递函数 $G_c(s)$ 可以表示为

$$G_c(s) = k_p + \frac{k_i}{s} + \frac{k_d s}{Ts+1} \quad (11)$$

式中: k_p 为比例环节系数; k_i 为积分环节系数; k_d 为微分环节系数。

3) 功率放大器模型

在磁悬浮轴承的控制硬件系统中,功率放大器有着相当重要的作用。其能够将输入的控制信号放大到更高的电压,产生足以驱动磁悬浮轴承的控制电流。本文所采用的功率放大器为电流式开关功率放大器,其传递函数可以表示为

$$G_a(s) = \frac{a}{bs+1} \quad (12)$$

式中:本文试验台中所使用的功率放大器增益系数取 $a=0.4$;功率放大器截止频率系数取 $b=0.000\ 198\ 9$ 。

2.2 系统等效支承刚度模型推导

对差动电磁力按式(9)进行线性化处理。非线性函数通常在其工作点处做近似的线性化处理,将公式(9)在 $i_x=0$ 和 $x=0$ 处进行泰勒展开,可以得到:

$$F_T = F_T(0,0) + \frac{\partial F_{T_x}}{\partial x} x + \frac{\partial F_{T_i}}{\partial i_x} i_x + \dots \quad (13)$$

忽略 2 阶以上高阶小量可以得到:

$$F_T = \frac{\mu_0 N^2 A_s \cos \theta}{4(1+\alpha \Delta T)^2} \left[\frac{8I^2}{(l_{fe}/\mu_{r,T}+2s)^3} \cdot x + \frac{4I}{(l_{fe}/\mu_{r,T}+2s)^2} \cdot i_x \right] = K_i i_x + K_x x \quad (14)$$

式中 K_i 和 K_x 分别为高温磁悬浮轴承系统的电流刚度和位移刚度,详细表达式为

$$\begin{cases} K_i = \frac{\mu_0 N^2 A_s \cos \theta}{4(1+\alpha \Delta T)^2} \cdot \frac{4I}{(l_{fe}/\mu_{r,T}+2s)^2} \\ K_x = \frac{\mu_0 N^2 A_s \cos \theta}{4(1+\alpha \Delta T)^2} \cdot \frac{8I^2}{(l_{fe}/\mu_{r,T}+2s)^3} \end{cases} \quad (15)$$

对于磁悬浮轴承转子系统,由于其使用了磁悬浮轴承作为支承,因此其支承特性不会像机械轴承那样保持恒定不变。对于转子系统来说,支承刚度的大小会影响转子的模态频率。磁悬浮轴承的支承刚度的定义有别于传统机械轴承,其大小不仅取决于整体的结构参数,还取决于控制算法、电控系统、传感器、电磁损耗等因素。多自由度磁悬浮轴承转子系统的等效支承刚度 k_e 可以表示为

$$k_e = K_x + K_i \operatorname{Re} \{ G_s(j\omega) G_a(j\omega) G_c(j\omega) \} \quad (16)$$

式中 $\{ G_s(j\omega) G_a(j\omega) G_c(j\omega) \}$ 为电控系统在频域的传递函数。

3 试验验证与分析

3.1 等效支承刚度模型验证

自由-自由状态(即转子两端无支承)下的转子系统刚体模态频率为零,考虑了支承刚度后,转子系统的刚体模态将会被激发出来。磁悬浮轴承的等效支承刚度主要影响转子系统的刚体模态,系统的刚体模态频率会受到支承刚度的影响。为了测试不同温度下的磁悬浮轴承转子系统的刚体模态频率,搭建了如图 7 所示的转子系统模态试验装置。

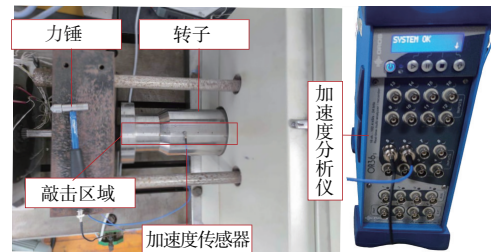


图 7 转子模态试验台

试验得到的转子系统刚体模态频率结果如表 2 所示,从表 2 中可以看出,试验得到的转子系统前两阶刚体模态频率结果和使用模型计算出来的结果误差均不超过 1.5%,证明了磁悬浮轴承等

效支承刚度模型的准确性。

表2 不同温度下转子系统刚体模态频率

参数	温度状态/℃	
	$T=25$	$T=450$
试验平动模态频率 f_1/Hz	136.8	134.4
计算平动模态频率 f_1'/Hz	135.9	135.5
试验锥动模态频率 f_2/Hz	182.5	181.9
计算锥动模态频率 f_2'/Hz	180.2	179.9

3.2 温度场对等效支承刚度的影响

为探究温度和旋转频率对系统等效支承刚度的影响,计算系统的等效支承刚度随温度和旋转频率变化的具体数值,结果如图8所示,磁悬浮轴承的电控参数如表3所示。

表3 磁悬浮轴承电控参数

参数	数值
比例系数 k_p	1.2
积分系数 k_i	1
微分系数 k_d	0.000 5
偏置电流 I/A	2
线圈匝数 N	240

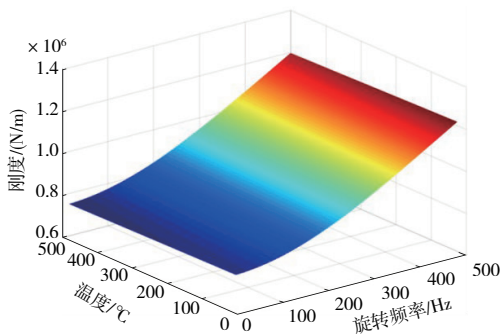


图8 等效支承刚度随温度和转速变化图

从图8中可以看出,系统等效支承刚度随着温度的增加呈现减小的趋势。当零旋转频率、温度从 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 上升到 $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,等效支承刚度下降了 $4.684 \times 10^3\text{ N/m}$;当旋转频率为 500 Hz 、温度从 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 上升到 $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,等效支承刚度下降了 $1.529 \times 10^4\text{ N/m}$,即系统等效支承刚度随着温度的增加呈现下降的趋势。当温度为 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、旋转频率从 10 Hz 上升到 500 Hz 时,等效支承刚度上升了 $4.57 \times 10^5\text{ N/m}$;当温度为 $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、旋转频率从 10 Hz 上升到 500 Hz 时,等效支承刚度上升了 $4.46 \times 10^5\text{ N/m}$,即系统等效支承刚度随着旋转频率的增加呈现上升的趋势。

4 结语

本文为研究高温磁悬浮轴承系统的等效支承刚度特性,推导了考虑温度变化的磁悬浮轴承电磁力模型,并结合磁悬浮轴承电控系统模型建立了高温磁悬浮轴承等效支承刚度模型,使用模态试验验证了模型的准确性。

基于等效刚度模型进行分析,研究发现:温度和转速会影响磁悬浮轴承等效支承刚度,温度升高会降低系统的等效支承刚度,转子旋转频率升高会提升系统的等效支承刚度。在零旋转频率时,当温度从 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 上升到 $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,等效支承刚度下降了 $4.684 \times 10^3\text{ N/m}$;在旋转频率为 500 Hz 时,当温度从 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 上升到 $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,等效支承刚度下降了 $1.529 \times 10^4\text{ N/m}$ 。

参考文献:

- [1] 马芳,刘璐. 航空轴承技术现状与发展[J]. 航空发动机,2018,44(1):85-90.
- [2] 金超武. 高温磁悬浮轴承若干关键技术研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2011.
- [3] PALAZZOLO A, TUCKER R, KENNY A, et al. High temperature, permanent magnet biased, fault tolerant, homopolar magnetic bearing development [C]//Volume 5: Structures and Dynamics, Parts A and B. Berlin, Germany: ASMEDC, 2008:1203-1214.
- [4] 王洪明,陈亮亮,蒋科坚. 圆盘转子永磁磁悬浮轴承支承刚度特性研究[J]. 振动工程学报, 2025, 38(7): 1496-1502.
- [5] 聂鹏志,张刚,张哈广,等. 主动式磁悬浮轴承的超螺旋滑模控制[J]. 轴承,2025(8):127-134.
- [6] KIMBALL A L, LOVELL D E. Variation of Young's modulus with temperature from vibration measurements[J]. Physical Review, 1925, 26(1):121-124.
- [7] PROVENZA A J, MONTAGUE G T, JANSEN M J, et al. High temperature characterization of a radial magnetic bearing for turbomachinery[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(2):437-444.
- [8] MA W Y, LIU G, LE Y, et al. Stiffness compensation control for centrifugal compressors based on online parameter identification of magnetic bearings[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2023, 70(9):9421-9431.
- [9] 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.
- [10] 吴彬彬,程睿. 家用空调变频压缩机高温退磁及控制技术探究及改善[J]. 制冷与空调, 2023, 23(1):79-82, 87.
- [11] 何鹏. 弹塑性接触和温度分布对拉杆转子动力学特性的影响研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2013.
- [12] 乐浩,周腊吾. 磁悬浮轴承高速永磁电机转子模态分析[J]. 电工技术, 2025(12):123-126.

收稿日期:2024-01-16