

文章编号: 1000-8055(2008)07-1312-06

带阻尼器磁悬浮轴承转子系统性能的实验分析

谢振宇¹, 李克雷¹, 赵钦泉¹, 黄佩珍²

- (1. 南京航空航天大学 机电学院, 南京 210016;
2. 南京航空航天大学 航空宇航学院, 南京 210016)

摘 要: 在一般磁悬浮轴承转子系统的基础上增加磁悬浮阻尼器, 构成磁轴承与磁悬浮阻尼器组合支承转子系统。通过试验模态分析和系统高速旋转实验研究了不同控制参数下组合支承柔性转子系统的动态性能, 并与一般磁悬浮系统进行了比较。实验结果表明, 磁悬浮阻尼器对系统性能有较大影响, 提高了系统在弯曲模态振动时的阻尼, 使系统顺利越过 2 阶弯曲临界转速在 16 000 r/min 以上稳定运行。

关 键 词: 磁悬浮轴承; 动态特性; 试验模态分析; 临界转速; 阻尼

中图分类号: TH133.3

文献标识码: A

Experimental analysis on characteristics of the system supported by magnetic bearings and magnetic damper

XIE Zhen-yu¹, LI Ke-lei¹, ZHAO Qing-quan¹, HUANG Pei-zhen²

- (1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
2. College of Aerospace Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The system was supported by two radial magnetic bearings, one axial magnetic bearing and one radial magnetic damper. The radial magnetic damper only supported the rotor with damping and with no stiffness. Influence of the control parameters on characteristics of the system was studied by experimental modal analysis and actual operation of the system. Experimental analysis of the system shows that the vibration of the rotor can be reduced effectively, when it got across the first two bending critical speeds and operated on over 16 000 rotations per minute.

Key words: active magnetic bearing; dynamic characteristics; experimental modal analysis; critical speed; damping

和传统轴承相比,磁悬浮轴承与转子无接触,支承功耗小,使用寿命长;不需要润滑和密封,可长期用于高低温等特殊环境中;维护费用低、便于主动控制等等,因而被认为是支承技术的一次革命,是目前唯一投入实用的主动支承装置。磁悬浮轴承主要用于刚性转子系统,现正逐步扩展到柔

性转子系统。

但是,国内外相关研究结果表明,将磁悬浮轴承运用于柔性转子系统存在较大的困难^[1-7]。主要原因是磁悬浮轴承的等效刚度及等效阻尼受控制参数稳定区域的限制,一般比动压滑动轴承小 2~3 个数量级^[1-2]。在系统接近或越过弯曲临界转速时,因阻尼过小,转子振幅过大,容易导致系统

收稿日期: 2007-08-06; 修订日期: 2008-03-31

基金项目: 国家自然科学基金(50675105); 江苏省自然科学基金(B K2003420)

作者简介: 谢振宇(1968-),男,湖南长沙人,副教授,博士,主要从事机电一体化研究, E-mail: xiezy@nuaa.edu.cn.

破坏.因此,针对柔性转子系统的研究一直是该技术领域热点和难点.

为了减小磁悬浮轴承柔性转子系统的振动,国内外许多文献从两方面进行了研究.一是采取同步振动抑制技术,二是运用现代控制理论或鲁棒控制理论设计控制方案以提高支承阻尼^[3-7].

日本研究人员 Ito M 等采用模态分离控制方法在实验台上第一次实现转子越过 3 阶弯曲临界转速,最高转速为 18 000 r/min^[6].德国研究人员 Adler K 等采用在线闭环平衡技术使转子越过 2 阶临界转速,转速达 170 Hz^[7].在国内,清华大学于溯源等在一个小型试验台,采用线性二次型高斯(LQG)最优控制策略设计控制器,该试验台转子已越过 1 阶弯曲临界转速,在 340 Hz 处稳定运行^[5].

与上述提高支承阻尼的方式不同,本文提出在一般磁悬浮轴承转子系统的基础上增加磁悬浮阻尼器,目的在于提高整个系统的支承阻尼,降低转子的振幅,提高系统的稳定性.为避免对静态悬

浮及低速旋转状态下载子的刚体模态振动产生超静定约束,磁悬浮阻尼器不提供支承刚度,仅提供可控附加阻尼.

本文通过系统的试验模态分析和高速旋转实验研究了不同磁悬浮轴承控制参数下,组合支承柔性转子系统的动态性能,并与一般磁悬浮系统进行了比较.实验结果表明,磁悬浮阻尼器对系统性能有较大影响,提高了系统在第 1,2 阶弯曲模态振动时的阻尼,使系统顺利越过 2 阶弯曲临界转速在 16 000 r/min 以上稳定运行.

1 磁悬浮阻尼器原理

分别以 $G_s(s)$, $G_c(s)$, $G_p(s)$ 表示位移传感器、控制器、功率放大器的传递函数,以 m 表示转子质量, k_{rs} 表示位移刚度系数, k_{ri} 表示电流刚度系数,以 U_0 表示转子位置设定值, $S(s)$ 表示转子偏移量, $Q_w(s)$ 表示外扰力,则单自由度磁悬浮轴承转子系统传递函数框图如图 1.

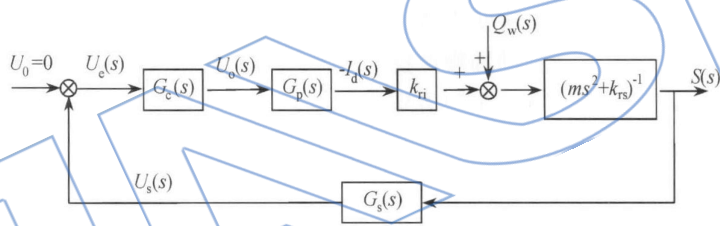


图 1 系统传递函数框图

Fig. 1 Transfer function of system

磁悬浮轴承在没有外加控制时具有负刚度,系统本质不稳定.选择合适的控制策略与控制参数,则轴承具有合适的刚度与阻尼以支承转子并使系统具有较好的动态性能,这就是所有相关公开文献所研究的主动磁悬浮轴承.

为抑制细长转子在高速运行时的弯曲模态振动,可在合适位置增加一个径向磁悬浮轴承,并对该轴承施加合适的控制参数,使控制所产生的正刚度与轴承本身所具有的负刚度抵消,则附加磁悬浮轴承的支承刚度等于或接近于 0,而成为阻尼器.

2 实验系统

2.1 磁悬浮实验台

该实验台主要由细长转子、两个径向磁悬浮轴承、一个轴向磁悬浮轴承、一个径向磁悬浮阻尼器组成,如图 2.图中标号 1,6 为径向磁悬浮轴承

组件,标号 2 为转子组件,标号 3 为轴向轴承组件,标号 4 为高频电机组件,标号 5 为磁悬浮阻尼器组件,标号 7 为基座,标号 8 为轴向保护轴承,标号 9 为径向保护轴承,标号 10 为径向传感器,标号 11 为轴向传感器.

2.2 转子的结构与参数

转子总长 828 mm,转子铁芯直径 39.7 mm,转子铁芯轴向长度 22 mm.径向轴承与阻尼器结构参数相同,径向轴承单边气隙 0.25 mm,径向轴承 1 与阻尼器 2 间距离 519 mm,阻尼器 2 与径向轴承 3 间距离 184 mm,推力盘直径 82 mm,轴向轴承单边气隙 0.25 mm,径向轴承、轴向轴承及阻尼器偏磁电流均为 2.5 A.

2.3 系统装置

整个系统装置包括磁悬浮实验台、传感器二次变换电路、控制器、功率放大器、高频电机驱动电源、测试系统等部分.

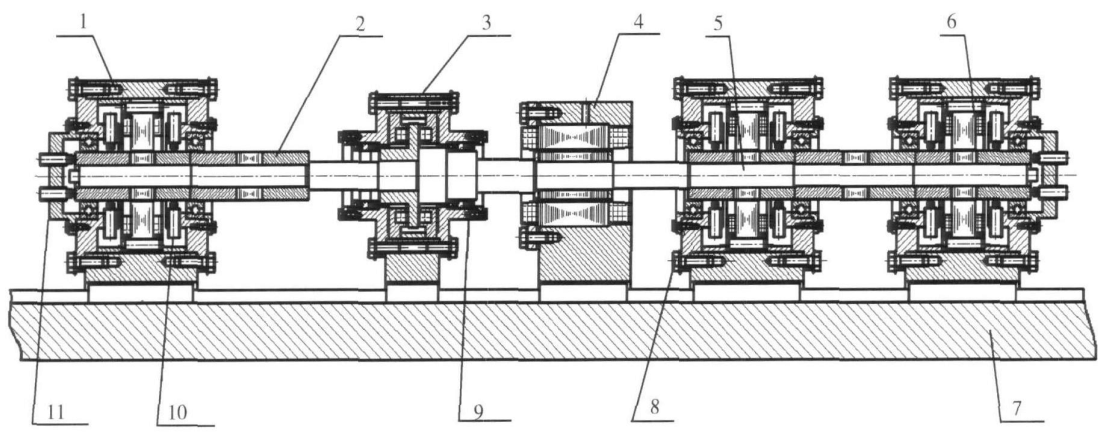


图 2 实验台机械装配图

Fig. 2 Schematic illustration of mechanical structure

3 系统试验模态分析

在实际系统运行前,通过对稳定悬浮转子系统进行试验模态分析,可获得固有频率、阻尼及振型等系统的动态性能参数,预知系统的运行状况.

在转子上布置 11 个激振点与 1 个拾振点.采用脉冲锤对激振点实施敲击,采用加速度传感器测得拾振点的响应,采用“北京东方振动和噪声技术研究所”研制的分析软件“智能数据采集和信号分析系统”(版本号:DAST2006)进行模态分析.

本小节通过系统试验模态分析,研究磁悬浮阻尼器对不同磁轴承控制参数下系统动态性能的影响.4 组磁悬浮轴承控制参数如表 1.

表 1 各组激振模态试验的磁悬浮轴承控制参数

Table 1 Various radial control parameters in excitation tests

序号	比例系数	积分系数	微分系数/微分时间系数/	
			10^{-3}	$10^{-5}s$
第 1 组	3.29	17.54	5.7	1.12
第 2 组	3.46	18.48	6.0	1.12
第 3 组	3.81	20.34	6.6	1.12
第 4 组	4.16	22.21	7.2	1.12

在每组试验时,系统先仅由磁悬浮轴承支承,可得各原点及跨点频响函数;然后增加磁悬浮阻尼器,其等效阻尼 $d_{eqr} = 5.55 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$,可得组合支承下各原点及跨点频响函数.

以第 9 拾振点为例,图 3(a)~图 6(a) 分别表示无阻尼器条件下各试验所得到的跨点频响函数,图 3(b)~图 6(b) 分别表示有阻尼器条件下各试验所得到的跨点频响函数.各组试验中所测得的前 4 阶模态频率如表 2,各组试验中所测得

前 4 阶模态频率对应的模态阻尼如表 3.

表 2 各组激振模态试验的前 4 阶模态频率 (Hz)

Table 2 The first four mode frequencies in excitation tests (Hz)

序号	锥动	1 阶弯曲	2 阶弯曲	3 阶弯曲
第 1 组(a)	18.0	56.98	226.07	482.59
第 1 组(b)	17.9	95.07	218.39	482.7
第 2 组(a)	19.49	57.29	223.11	483.5
第 2 组(b)	19.56	100.72	236.94	485.11
第 3 组(a)	18.69	58.20	215.48	479.8
第 3 组(b)	18.91	92.42	227.84	481.5
第 4 组(a)	19.48	59.16	213.62	478.03
第 4 组(b)	18.79	98.54	217.87	479.41

表 3 各组激振模态试验的前 4 阶模态频率对应阻尼

Table 3 The first four mode damp in excitation tests

序号	锥动	1 阶弯曲	2 阶弯曲	3 阶弯曲
第 1 组(a)	0.10	0.12	0.129	0.02
第 1 组(b)	0.10	0.37	0.23	0.04
第 2 组(a)	0.03	0.112	0.125	0.02
第 2 组(b)	0.03	0.351	0.195	0.03
第 3 组(a)	0.03	0.07	0.10	0.03
第 3 组(b)	0.03	0.31	0.17	0.03
第 4 组(a)	0.02	0.05	0.07	0.03
第 4 组(b)	0.02	0.32	0.18	0.04

由表 3 可以看出,不同磁悬浮轴承控制参数下,增加阻尼器后,第 1,2 阶弯曲固有模态对应阻尼比均有了较大提高,系统频响幅值则有较大程度降低.这说明,不同磁悬浮轴承控制参数下,增加磁悬浮阻尼器能有效抑制转子的第 1,2 阶弯曲固有模态振动,有利于转子越过弯曲临界转速.

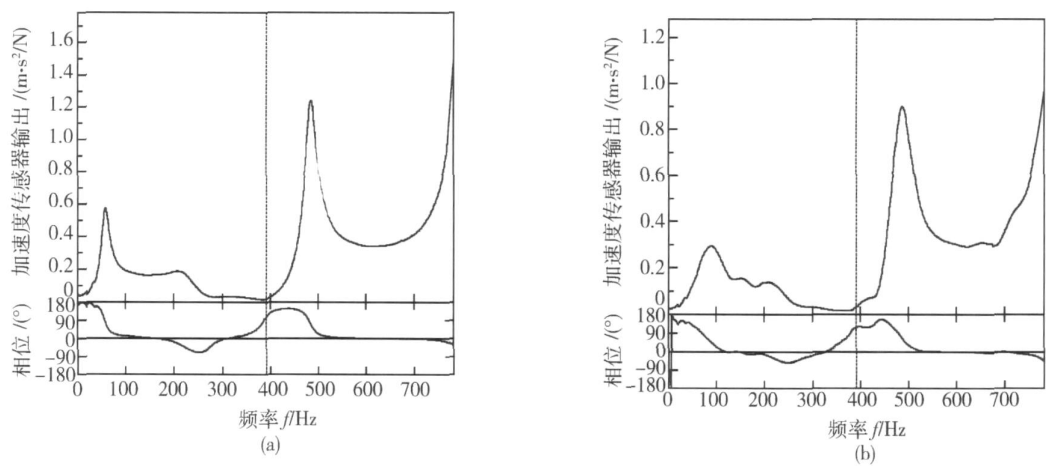


图 3 第 1 组试验条件下的跨点频响函数

Fig. 3 Cross-point frequency response function in the first test

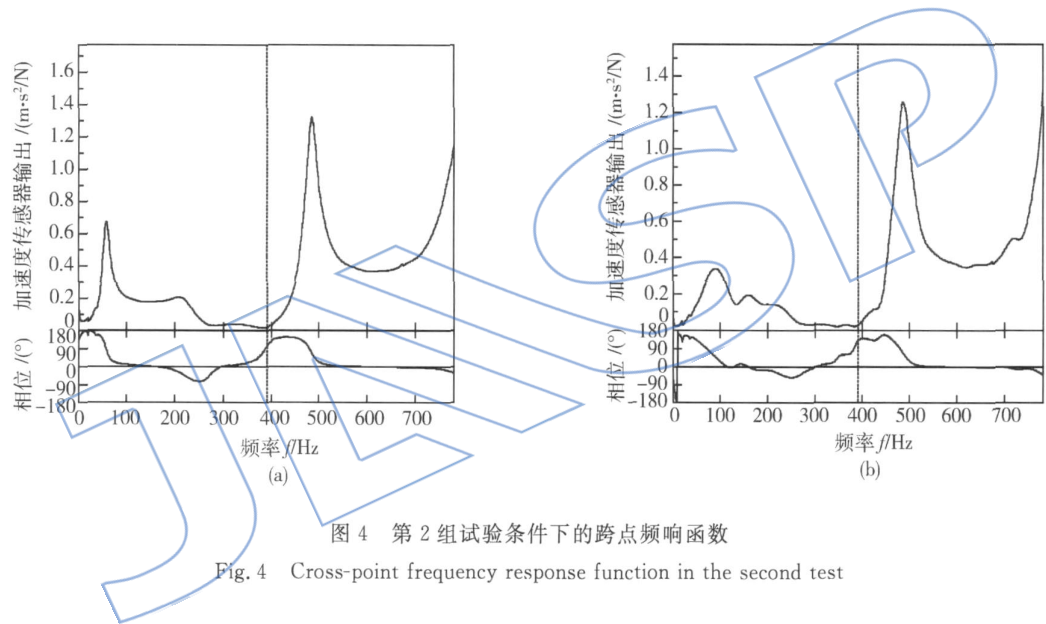


图 4 第 2 组试验条件下的跨点频响函数

Fig. 4 Cross-point frequency response function in the second test

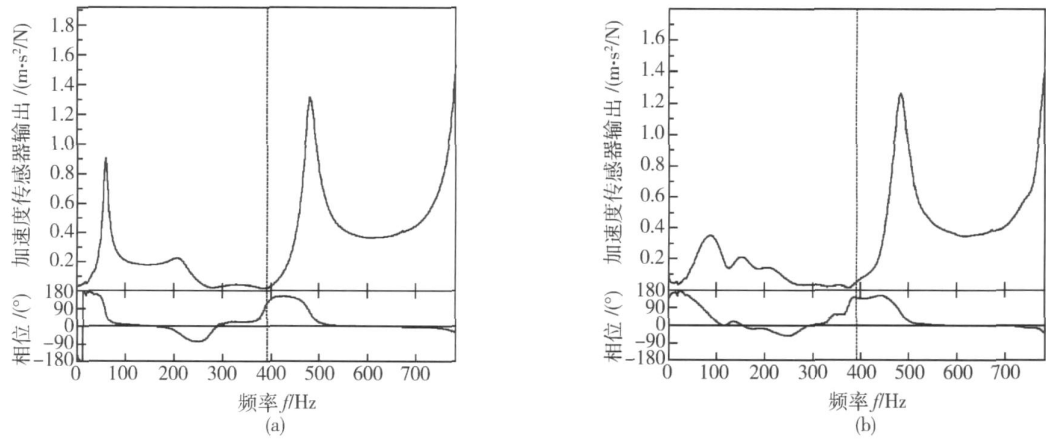


图 5 第 3 组试验条件下的跨点频响函数

Fig. 5 Cross-point frequency response function in the third test

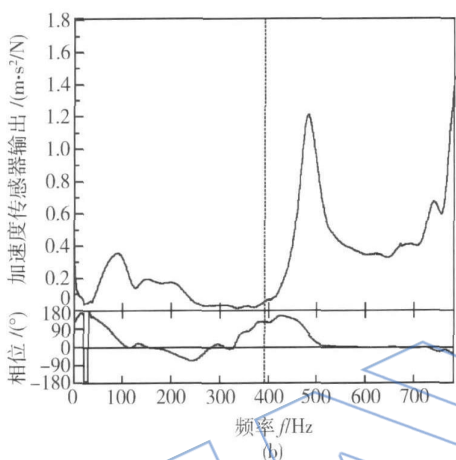
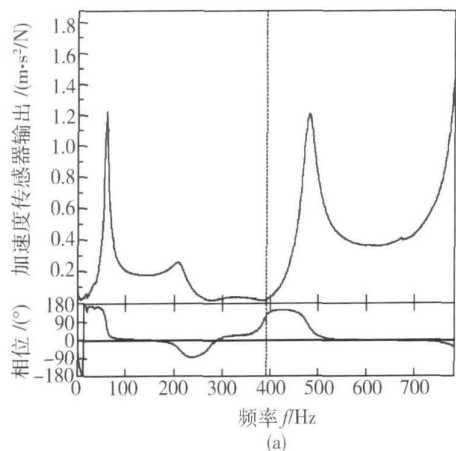


图6 第4组试验条件下的跨点频响函数

Fig.6 Cross-point frequency response function in the fourth test

4 系统的高速旋转实验

磁悬浮轴承控制器比例系数 $k_{pr} = 2.55$, 积分系数 $k_{ir} = 16.61$, 微分系数 $k_{dr} = 6.9 \times 10^{-3}$, 微分时间系数 $T_{dr} = 1.12 \times 10^{-5}$ s. 实验中, 磁悬浮阻尼器等效阻尼分别为 $d_{eqr} = 0$ (即无辅助磁悬浮支承) 和 $d_{eqr} = 693.9 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, 将转子稳定悬浮, 并通过内置高频电机带动转子由 0 r/min 稳定运行至 16 800 r/min (280 Hz).

系统运行过程中, 转子实际转速由光电传感器测量, 转子同频振幅由 35670A 动态信号分析仪实时获得. 升降速过程中, 转子在阻尼器位置处的同频振幅随转速变化如图 7 和图 8 所示.

由图 7 和图 8 可见, 引入磁悬浮阻尼器后, 系统的等效阻尼增加, 转子振幅降低, 系统动态性能提高.

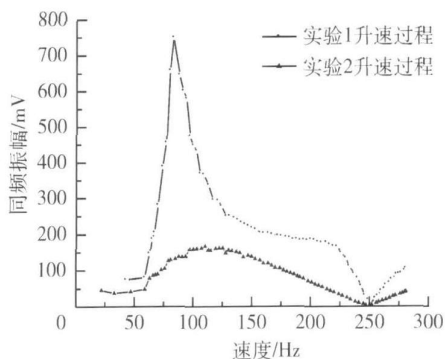


图7 升速时阻尼器位置处位移传感器输出

Fig.7 Sensor output in rotation speed raising

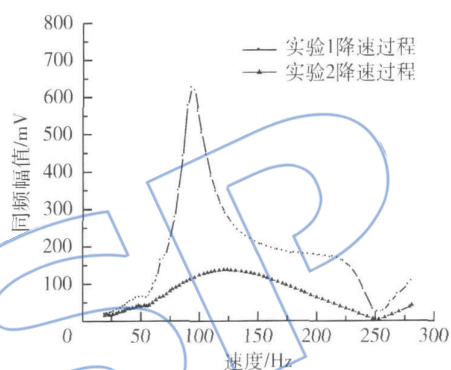


图8 降速时阻尼器位置处位移传感器输出

Fig.8 Sensor output in rotation speed falling

5 讨论

磁悬浮轴承与磁悬浮阻尼器均对转子产生阻尼作用, 影响系统的动态性能. 当磁悬浮轴承受控制参数稳定区域所限, 不能大幅度提高系统在亚临界及超临界运行时的支承阻尼时, 转子振动将增加, 影响到柔性转子系统的安全稳定运行.

磁悬浮阻尼器仅对转子提供阻尼, 不提供刚度, 上述分析表明, 增加阻尼器可以显著提高系统在第 1, 2 阶弯曲模态频率位置处的模态阻尼, 有利于转子越过弯曲临界转速, 改善系统的动态性能.

参考文献:

- [1] Ueyama H. Helium cold compressor with active magnetic bearings[C] //Proc. of the 7th Int. Symp. on Magnetic Bearings. Zurich, Switzerland: 2000: 1-6.
- [2] 谢振宇, 徐龙祥, 李迎, 等. 控制参数对磁悬浮轴承转子系统动态特性的影响[J]. 航空动力学报, 2004, 19(2): 174-178.

XIE Zhenyu, XU Longxiang, LI Ying, et al. Influence of control parameters on dynamic characteristics of active magnetic bearing system[J]. Journal of Aerospace Pow-

- er, 2004,19(2),174-178. (in Chinese)
- [3] Hisanaga Y,Matsushita O,Saitoh S. Analysis and evaluation of unbalance resonance vibration and bearing reaction force for active magnetic bearing equipped flexible rotor [C] //Proc. of the 5th Int. Symp. on Magnetic Bearings. Kanazawa,Japan:August 1996,71-76.
- [4] Zhang H,Lin Zl,Allaire P E. Control of magnetic bearing levitated flexible rotor system: a convex optimization approach[C] //Proc. of the 9th Int. Symp. on Magnetic Bearings. Lexington,Kentucky, USA :August, 2004.
- [5] YU Suyuan, YANG Guojun,SHI Lei,et al. Application and research of the active magnetic bearing in the nuclear power plant of high temperature reactor[C] //Proc. of the 10th Int. Symp. on Magnetic Bearings. Martigny, Switzerland: August, 2006.
- [6] Ito M, Fujiwara H, Matsushita O. Rotational test of flexible rotor supported by active magnetic bearings (Passing the 3rd Bending Critical Speed) [C] // Proc. of the 10th Int. Symp. on Magnetic Bearings. Martigny,Switzerland: August, 2006.
- [7] Adler K, Schalk C, Nordmann R, et al. Active balancing of a supercritical rotor on active magnetic bearings[C] // Proc. of the 10th Int. Symp. on Magnetic Bearings. Martigny,Switzerland:August, 2006.