

文章编号: 1000-8055(2008)06-1087-06

磁悬浮阻尼器对磁悬浮转子系统动态特性影响

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: 为改善磁悬浮轴承细长转子系统的动态性能, 在原有支承基础上增加磁悬浮阻尼器, 分析了磁悬浮轴承与磁悬浮阻尼器组合柔性转子系统的动态性能, 并与不含磁悬浮阻尼器系统的动态性能进行了比较. 由于增加了合适位置及合适控制参数的磁悬浮阻尼器, 提高了系统在第 1, 2 阶弯曲模态振动时的阻尼, 使系统顺利越过二阶弯曲临界转速在 16 000 r/min 稳定运行.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 磁悬浮轴承; 动态特性; 固有频率; 振型; 阻尼

中图分类号: TH133.3

文献标识码: A

Influence of magnetic damper on dynamic characteristics of magnetic bearing system

XIE Zhenyu¹, LI Kelei¹, ZHAO Qingquan¹, HUANG Peizhen²

(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: Dynamic characteristics of the system supported by two radial magnetic bearings, one axial magnetic bearing and one magnetic damper are studied in this paper. Compared with the system without magnetic damper, supporting damping of the system increases obviously and the vibration of the system can be reduced effectively, especially when it operates on the first two bending critical speeds. This helps the system to get across the first two bending critical speeds safely and operate on 16 000 rotations per minute.

Key words: aerospace propulsion system; active magnetic bearing; dynamic characteristics; critical speed; mode shape; damping

尽管具有传统轴承无可比拟的优点, 但将磁悬浮轴承运用于细长转子系统存在相当大的困难^[1-5]. 这是由于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, 往往会因阻尼过小, 转子振幅过大而发生碰撞. 为解决这个问题, 国内外许多文献从两方面进行了研究. 一是采用同步振动抑制技术,

二是运用现代控制或鲁棒控制理论设计控制方案以提高支承阻尼^[4-7].

为抑制细长转子在高速运行时的弯曲模态振动, 可在合适的位置增加阻尼装置. 以确保系统在越过弯曲临界转速时有足够的支承阻尼, 抑制转子的振动.

本文以某实验细长转子系统为研究对象, 研究了磁悬浮轴承与磁悬浮阻尼器组合柔性转子系

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(BK2003420)

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.

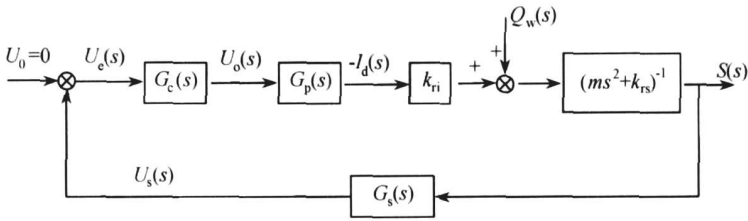


图 1 系统传递函数框图
Fig. 1 Transfer function of system

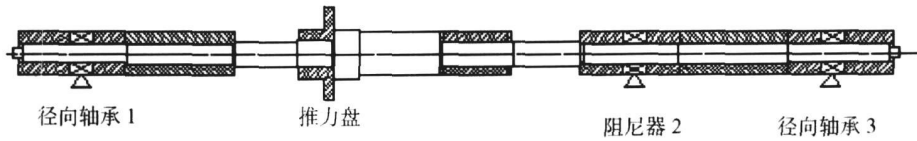


图 2 转子结构简图
Fig. 2 Schematic illustration of rotor

统的动态性能. 理论与实验分析表明, 将磁悬浮阻尼器置于合适的位置, 并施以优化的控制参数, 能为系统提供合适的附加阻尼, 使系统顺利越过了二阶弯曲临界转速在 16 000 r/min 长时间稳定运行.

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.

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, 可考虑在两个径向轴承的基础上增加阻尼装置. 该阻尼装置不能有支承刚度, 以避免对低转速下转子的刚体模态振动产生超静定约束. 为了实现这样的装置, 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.

本实验台最高转速为 20 000 r/min. 在工作转速范围内, 传感器、功率放大器均为比例环节, 比例系数 A_s , A_p 分别为 16 667 V/m, 0.5 A/V.

控制器采用 PD 控制规律为

$$G_c(s) = k_p + k_d s \tag{1}$$

由图 1 可推得附加磁悬浮轴承的等效刚度 k_{eq} 与等效阻尼 d_{eq} 的表达分别为

$$k_{eq} = k_{ri} A_s A_p k_p + k_{rs} \tag{2}$$

$$d_{eq} = k_{ri} A_s A_p k_d \tag{3}$$

其中位移刚度系数 k_{rs} 与电流刚度系数 k_{ri} 由轴承设计参数确定, 选择合适的 k_p , 使等效刚度 k_{eq} 为 0, 则附加磁悬浮轴承即成为阻尼器.

2 转子的结构与参数

转子结构简图如图 2. 转子总长 828 mm, 转子铁芯外径 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.

3 数学模型

主轴材料的弹性模量 $E = 186 \times 10^9 \text{ N/m}^2$, 材料密度 $\rho = 7\,850 \text{ kg/m}^3$. 将转子简化为具有 80 个集总质量及集总转动惯量的节点模型, 如图 3. 各节点间用不同的无质量等截面弹性轴段来连接, 在第 8, 53, 73 节点处各有一个轴承或阻尼器.

采用集总参数法建立系统的数学模型. 为了加入控制系统方程, 状态变量中含各自由度控制电流. 用 x, y 分别表示转子各节点的线位移, φ, ψ 分别表示转子各节点的角位移, i_x, i_y 分别表示 x, y 方向的控制电流.

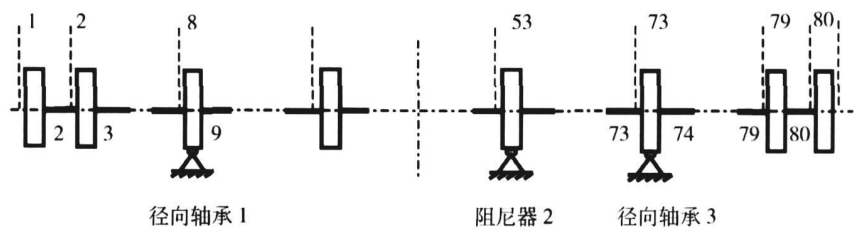


图 3 转子离散化模型

Fig. 3 Dispersed model of the rotor

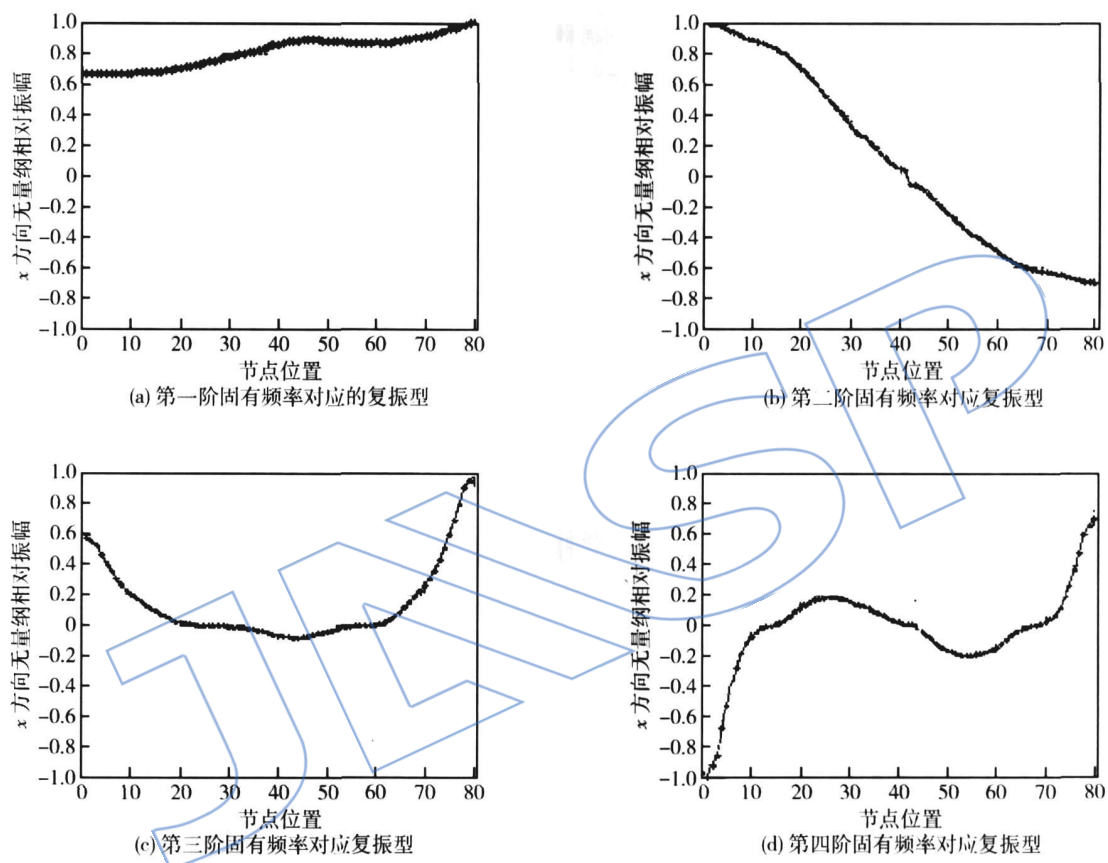


图 4 各阶固有频率对应的复振型

Fig. 4 Complex modes of vibration in natural frequencies

在 xoz 平面上, 设方程组的解具有一般形式:
 $x = x_0 e^{\lambda t}$, 其中 $\lambda = u + i v$, 相应的无量纲表达式为:
 $\bar{x} = \bar{x}_0 e^{\bar{\lambda} t}$, $\bar{\lambda} = \bar{u} + i \bar{v}$, 其中 $\bar{u} = u / \omega_k$, $\bar{v} = v / \omega_k$.

则系统的无量纲化方程可表示为

$$\begin{bmatrix} 0 & \bar{M} & 0 \\ \bar{M} & \bar{C} & 0 \\ \bar{K}_{z1} & \bar{K}_{z2} & \bar{K}_{z3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{R}_1^T \\ \bar{R}_2^T \\ \bar{R}_3^T \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\bar{M} & 0 & 0 \\ 0 & \bar{K} & \bar{K}_{zi} \\ 0 & \bar{K}_{z4} & \bar{K}_{z5} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{R}_1^T \\ \bar{R}_2^T \\ \bar{R}_3^T \end{bmatrix} = 0 \quad (4)$$

其中 $\bar{M}, \bar{C}, \bar{K}^*$ 分别为质量、阻尼及各刚度矩阵.
状态变量为

$$\bar{R}^T = [\bar{R}_1, \bar{R}_2, \bar{R}_3],$$

$$\begin{aligned} \bar{R}_1^T &= [\bar{x}_1, \bar{y}_1, \bar{\varphi}_1, \dot{\bar{x}}_1, \dot{\bar{x}}_2, \dot{\bar{\varphi}}_2, \dots, \\ &\quad \dot{\bar{x}}_{80}, \dot{\bar{y}}_{80}, \dot{\bar{\varphi}}_{80}, \dot{\bar{\varphi}}_{80}], \\ \bar{R}_2^T &= [\bar{x}_1, \bar{y}_1, \bar{\varphi}_1, \dot{\bar{x}}_1, \dot{\bar{x}}_2, \dot{\bar{\varphi}}_2, \dots, \\ &\quad \dot{\bar{x}}_{80}, \dot{\bar{y}}_{80}, \dot{\bar{\varphi}}_{80}, \dot{\bar{\varphi}}_{80}], \\ \bar{R}_3^T &= [\dot{\bar{i}}_{x11}, \dot{\bar{i}}_{y11}, \dot{\bar{i}}_{x11}, \dot{\bar{i}}_{y11}, \dot{\bar{i}}_{x22}, \dot{\bar{i}}_{y22}, \dot{\bar{i}}_{x22}, \dot{\bar{i}}_{y22}, \\ &\quad \dot{\bar{i}}_{x33}, \dot{\bar{i}}_{y33}, \dot{\bar{i}}_{x33}, \dot{\bar{i}}_{y33}] \end{aligned}$$

无量纲位移与角速度 $\bar{x} = x / d_0$, $\bar{y} = y / d_0$,
 $\bar{\varphi} = \varphi$, $\bar{\omega} = \omega / \omega_k$

无量纲电流 $\bar{i}_x = i_x / i_0$, $\bar{i}_y = i_y / i_0$

取直径常量 $d_0 = 20 \times 10^{-3} \text{ m}$, 电流常量 $i_0 = 2.5 \text{ A}$, ω_k 为临界转速, 由式 (4) 即可求一定的转速及控制器参数下, 系统的特征值及特征向量.

4 计算结果

对径向轴承 1 和 3 选取控制器比例系数 $k_{pr} = 4.16$, 积分系数 $k_{ir} = 22.2$, 微分系数 $k_{dr} = 7.2 \times 10^{-3}$, 微分时间系数 $T_{dr} = 1.12 \times 10^{-5}$ s, 另外选取合适的控制参数, 使阻尼器 2 产生等效附加阻尼 $d_{eqr} = 5.55 \times 10^4$ N · s/m, 在转速为 0~ 20 000 r/min 范围内, 根据自编 Matlab 程序, 搜索各阶固有频率如下:

$N_1 = 2\,314$ r/min, $N_2 = 4\,628$ r/min,

$N_3 = 6\,687$ r/min, $N_4 = 12\,262$ r/min

各阶固有频率对应的复振型如图 4.

由图 4 可以看出, 含磁悬浮阻尼器系统首先出现平动和锥动两个振动模态, 随后分别在 6 600 r/min, 12 200 r/min 附近出现一阶和二阶弯曲振动模态.

5 磁悬浮阻尼器的减振效果

磁悬浮阻尼器对系统动态性能的影响可通过下述实验验证.

磁悬浮轴承的控制参数仍按前述选取, 将系统稳定悬浮. 在各路功率放大器前分别并入某一个正弦激励信号, 磁悬浮轴承在支承转子的同时

对转子施加正弦干扰激振力, 转子即在平衡位置处做同频正弦振动, 电涡流位移传感器输出信号为峰峰值为 2 V, 如图 5(a).

在上述基础上, 增加磁悬浮阻尼器, 其等效附加阻尼 $d_{eqr} = 5.55 \times 10^4$ N · s/m, 其他参数与结构不变, 将系统重新稳定悬浮. 在相同正弦干扰激振力作用下, 相同电涡流位移传感器输出信号峰峰值小于 1 V, 如图 5(b).

由图 5 可以看出, 增加磁悬浮阻尼器后, 系统支承阻尼大大增加, 抑制了转子的振动.

6 系统试验模态分析

在实际系统运行前, 通过对静态稳定悬浮转子系统进行试验模态分析, 可获得系统的固有频率、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, 位置分布如图 6 所示. 其中第 5 点同时为激振点与拾振点. 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: DAST 2006) 进行模态分析.

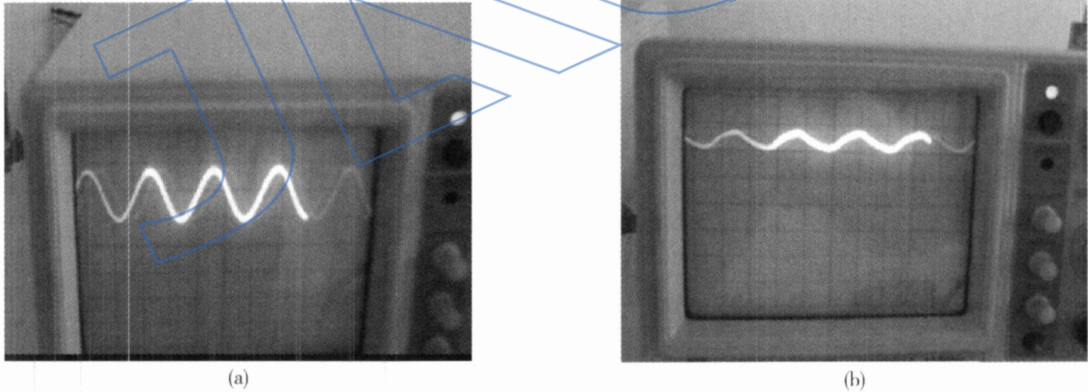


图 5 正弦激振时传感器输出
Fig. 5 Sensor output in exciting vibration experiment

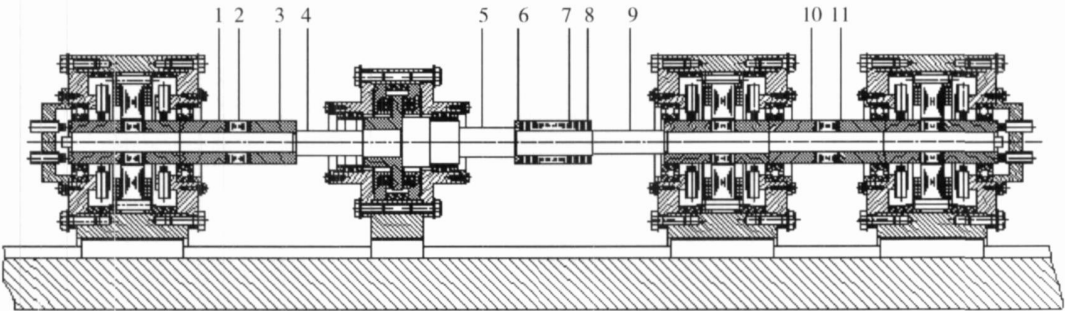


图 6 激振点与拾振点示意图
Fig. 6 Schematic illustration of exciting vibration location

系统仅由磁悬浮轴承支承, 控制器参数仍按前述选择. 通过试验模态分析, 可得第 9 激振点与拾振点的跨点频响函数如图 7, 各阶固有频率对应的复振型及阻尼如图 8. 系统各阶固有频率如下:

$$N_1 = 1\ 169\ \text{r/min}, N_2 = 3\ 549\ \text{r/min},$$
$$N_3 = 12\ 817\ \text{r/min}, N_4 = 28\ 682\ \text{r/min}$$

相应阻尼比为

$$\zeta_1 = 0.02, \zeta_2 = 0.05, \zeta_3 = 0.07, \zeta_4 = 0.03$$

在上述基础上, 增加磁悬浮阻尼器, 其等效阻尼 $d_{\text{eq}} = 5.55 \times 10^4\ \text{N} \cdot \text{s/m}$. 通过试验模态分析, 可得第 9 激振点与拾振点间的跨点频响函数如图 9, 各阶固有频率对应的复振型及阻尼如图 10. 各阶固有频率如下:

$$N_1 = 1\ 128\ \text{r/min}, N_2 = 5\ 912\ \text{r/min},$$
$$N_3 = 13\ 072\ \text{r/min}, N_4 = 28\ 765\ \text{r/min}$$

相应阻尼比为

$$\zeta_1 = 0.02, \zeta_2 = 0.32, \zeta_3 = 0.18, \zeta_4 = 0.04$$

由图 7, 图 9 以及阻尼比的激振测试结果可以看出, 增加磁悬浮阻尼器后, 第 1, 2 阶弯曲固有模态对应阻尼比有了较大提高, 系统频响幅值则有较大程度降低. 这说明, 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.

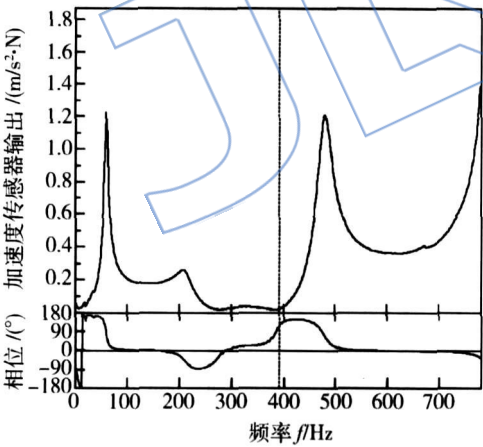


图 7 无阻尼器跨点频响函数

Fig. 7 Cross point frequency response function without damper

7 系统的高速旋转实验

整个系统装置如图 11. 控制参数按前述选择, 在磁悬浮轴承与磁悬浮阻尼器作用下, 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 16 000 r/min. 运转过程中, 转子实际转速由光电传感器测量, 采用模态分析软件

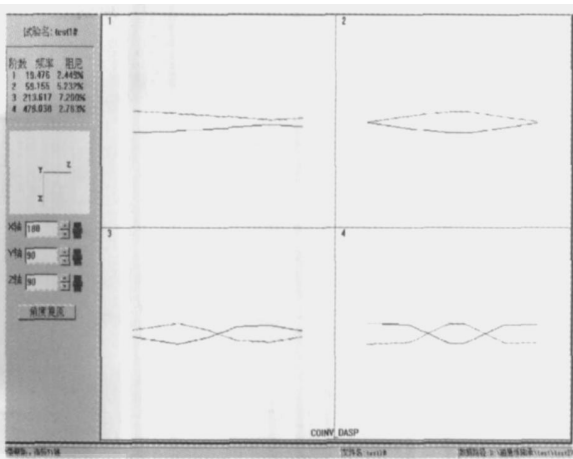


图 8 无阻尼器试验模式振型

Fig. 8 Complex modes of vibration without damper

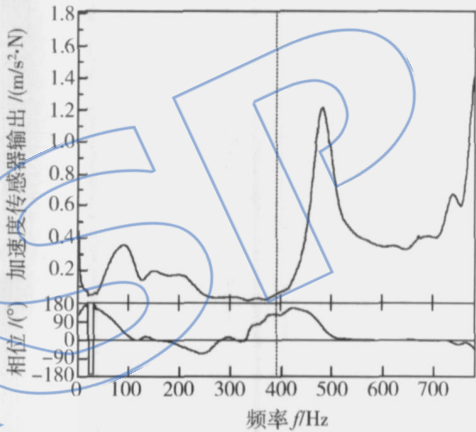


图 9 有阻尼器跨点频响函数

Fig. 9 Cross-point frequency response function with damper

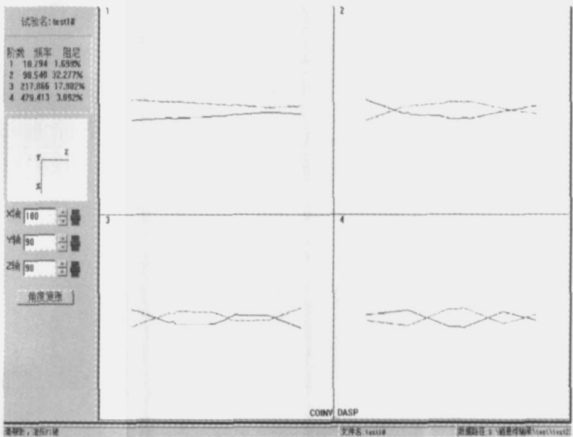


图 10 有阻尼器试验模式振型

Fig. 10 Complex modes of vibration with damper

对电涡流位移传感器输出进行分析, 可得转子振动的三维谱振图如图 12.

由图 12 可以看出, 系统已稳定越过

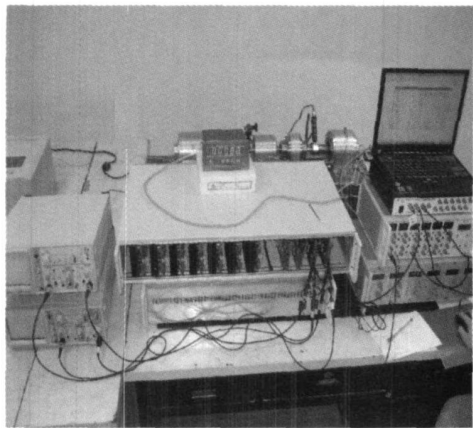


图 11 整个系统装置实物照片
Fig. 11 Photo of system

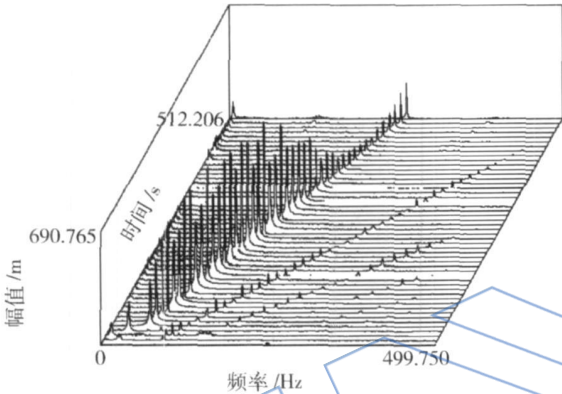


图 12 高速旋转三维谱阵图
Fig. 12 Curves of system vibration in trial run

5 900 r/min 左右的一阶弯曲临界转速和 13 000 r/min 左右的二阶弯曲临界转速.

8 讨 论

1) 磁悬浮阻尼器不提供支承刚度, 仅提供可控附加阻尼, 以确保系统在越过弯曲临界转速时有足够的支承阻尼, 抑制转子的振动; 同时对低转速下转子的刚体模态振动不产生超静定约束.

2) 与二支承系统相比, 通过采用磁悬浮轴承与磁悬浮阻尼器组合, 大幅提高了系统在第 1, 2

阶弯曲模态运行时的支承阻尼, 增强了系统的稳定性, 使系统顺利越过一阶以及二阶弯曲临界转速在 16 000 r/min 稳定运行.

3) 由上述分析可以看出, 对实际磁悬浮细长柔性转子系统, 当结构空间允许时, 可通过增加磁悬浮阻尼器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: [s. n.], August 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 Power, 2004, 19(2): 174-178.

[3] 谢振宇, 徐龙祥, 李迎, 等. 磁悬浮轴承转子系统动态特性的实验研究[J]. 航空动力学报, 2004, 19(1): 30-37.

XIE Zhenyu, XU Longxiang, LI Ying, et al. Analysis of radial dynamic characteristics of magnetic bearing system by excitation Test[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(1): 30-37.

[4] Zhang H, Lin Z I, Allaire PE. 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] GU Huidong, ZHAO Lei, ZHAO Hongbin. A LQG controller design for an AMB flexible rotor system [C]//Proc. of the 9th Int. Symp. on Magnetic Bearings. Lexington, Kentucky, USA: August, 2004.

[6] Okada Y, Shimizu K, Ueno S. Vibration control of flexible rotor by inclination control magnetic bearings with axial self bearing motor [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2001, 6(4): 521-524.

[7] Schonhoff U, Luo J H, Allaire P. Implementation results of H₂-synthesis control for an energy storage flywheel test rig[C]//Proc. of the 7th Int. Symp. on Magnetic Bearings. ETH, Zurich: August, 2000.