

文章编号: 1000-8055 (2004) 02-0174-05

控制参数对磁悬浮轴承转子系统 动态特性的影响

谢振宇^{1,2}, 徐龙祥², 李 迎¹, 丘大谋², 虞 烈³

(1 南京理工大学 机械工程学院, 江苏 南京 210094;

2 南京航空航天大学 机电学院, 江苏 南京 210016;

3 西安交通大学 润滑理论及轴承研究所, 陕西 西安 710049)

摘要: 对某磁悬浮轴承转子系统的动态特性进行理论分析与实验研究, 讨论了系统的固有频率、刚度及阻尼与控制参数的关系。结果表明, 控制参数的变化对系统第一阶弯曲固有频率值的影响很小, 只能通过改变转子本身的尺寸, 使转子工作转速远离该阶弯曲固有频率。另一方面由于支承阻尼过小且控制参数的调节范围有限, 易造成转子在亚临界或超临界运行时因振幅过大而与轴承发生碰撞。

关键词: 航空、航天推进系统; 磁悬浮轴承; 柔性转子; 动态特性; 刚度; 阻尼

中图分类号: TH133.3

文献标识码: A

Influence of Control Parameters on Dynamic Characteristics of Active Magnetic Bearing System

XIE Zhen-yu^{1,2}, XU Long-xiang², LI Ying¹,

QIU Damou³, YU Lie³

(1 Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China;

2 Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Dynamic characteristics of turbine expander supported by magnetic bearings are studied in this paper. The relationships among innate frequency, stiffness and damping, and control parameters are discussed. It has been found that adjustment of control parameters has less influence on the first bending critical speed. On the other hand, little damping by control parameters will cause collision easily between the rotor and bearings.

Key words: aerospace propulsion system; active magnetic bearing; flexible rotor; dynamic characteristic; stiffness; damping

和传统轴承相比,磁悬浮轴承具有无接触、不需要润滑和密封、功耗小、使用寿命长、维护费用低、便于主动控制等优点。因而被认为是支承

技术的一次革命^[1]。

然而实践表明,将磁悬浮轴承应用于实际柔性转子系统有很大的困难^[2,3]。这是因为磁悬浮轴

收稿日期: 2003-05-19; 修订日期: 2003-09-16

基金项目: 江苏省自然科学基金资助项目 (BK2003420); 南京航空航天大学青年科研基金资助项目 (S0319-051)

作者简介: 谢振宇 (1968-), 男, 湖南长沙人, 南京航空航天大学机电学院讲师, 博士, 南京理工大学机械工程学院博士后, 主要从事电磁轴承及其工业应用的研究

承的刚度阻尼比动压滑动轴承小 2~ 3 个数量级^[2, 4], 而且控制参数的稳定域限制了磁悬浮轴承刚度阻尼的变化范围。因此磁悬浮轴承的主动控制作用是有限的。为避免这个问题, 国外一些实际应用不得不采用刚性转子结构^[2, 5]。

本文以实际设计的某磁悬浮轴承转子系统为例, 讨论了控制参数与磁悬浮系统动态性能的关系。

1 数学模型

1. 1 系统传递函数框图

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 $Q_w(s)$ 表示外扰力, 则系统传递函数框图如图 1。

1. 2 转子离散化

$$\begin{bmatrix} 0 & \bar{M} & 0 \\ \bar{M} & \bar{C} & 0 \\ \bar{K}_{z1} & \bar{K}_{z2} & \bar{K}_{z3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_1^T \\ R_2^T \\ R_3^T \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\bar{M} & 0 & 0 \\ 0 & \bar{K} & \bar{K}_{zi} \\ 0 & \bar{K}_{z4} & \bar{K}_{z5} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_1^T \\ R_2^T \\ R_3^T \end{bmatrix} = 0$$

(1)

其中: 平均直径 $d_0=30\times10^{-3}\text{m}$, 电流常量 $i_0=4\text{A}$, ω 为临界转速。
无量纲位移与角速度: $\bar{x}=x/d_0$, $\bar{y}=y/d_0$, $\bar{\varphi}=\varphi$, $\bar{\psi}=\psi$, $\bar{\omega}=\omega/\omega_c$
无量纲电流及电压: $\bar{i}_x=i_x/i_0$, $\bar{i}_y=i_y/i_0$
式中: i_x, i_y 为 x, y 方向的控制电流。
状态变量为:

$R^T=[R_1, R_2, R_3]$

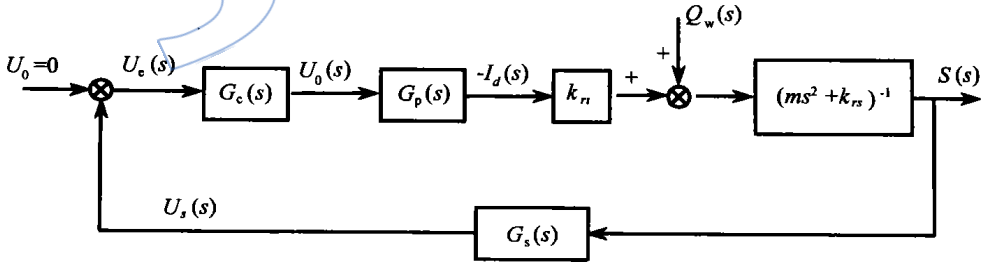


图 1 系统传递函数框图 (k_{ri} 为电流刚度系数; k_{rs} 为位移刚度系数)

Fig 1 Transfer function of system

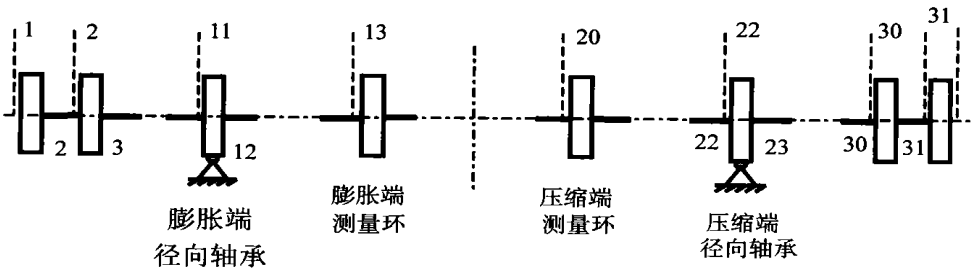


图 2 转子离散化模型

Fig 2 Dispersed model of the rotor

主轴弹性模量 $E=186\times10^9\text{N/m}^2$, 材料密度 $\rho=7650\text{kg/m}^3$, 将转子简化为具有 31 个集总质量及集总转动惯量的节点模型, 且各节点间是用不同的无质量等截面弹性轴段来连接的, 如图 2。

图 2 中, 在第 11、22 节点处各有一磁悬浮轴承支撑, 而传感器测量位置在第 13、20 节点处。

1. 3 系统的无量纲方程

以 x 方向为例, 设方程组的解具有一般形式: $x=x_0e^{\lambda t}$, 其中 $\lambda=u+iv$, 相应的无量纲表达式

为: $\bar{x}=\bar{x}_0e^{\lambda t}$, $\lambda=\bar{u}+i\bar{v}$

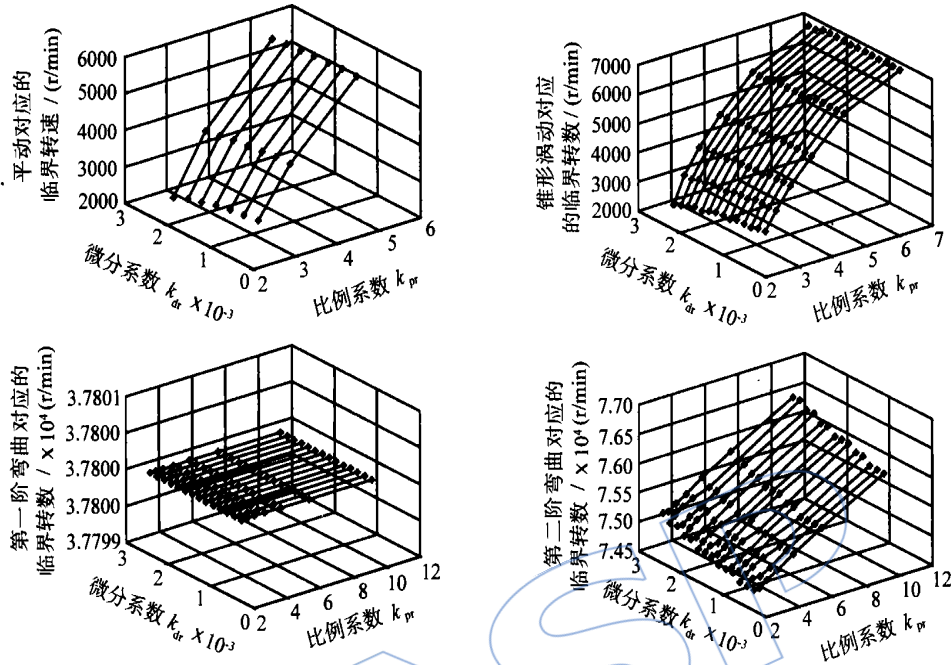
其中: $\bar{u}=u/\omega$, $\bar{v}=v/\omega$

则系统的无量纲化方程可表示为:

$$R_1^T = [\dot{\bar{x}}_1, \dot{\bar{y}}_1, \dot{\bar{\varphi}}_1, \dot{\bar{\psi}}_1, \dot{\bar{x}}_2, \dot{\bar{y}}_2, \dot{\bar{\varphi}}_2, \dot{\bar{\psi}}_2, \dots, \dot{\bar{x}}_{31}, \dot{\bar{y}}_{31}, \dot{\bar{\varphi}}_{31}, \dot{\bar{\psi}}_{31}]$$

$$R_2^T = [\bar{x}_1, \bar{y}_1, \bar{\varphi}_1, \bar{\psi}_1, \bar{x}_2, \bar{y}_2, \bar{\varphi}_2, \bar{\psi}_2, \dots, \bar{x}_{31}, \bar{y}_{31}, \bar{\varphi}_{31}, \bar{\psi}_{31}]$$

$$R_3^T = [\dot{\bar{h}}_{x11}, \dot{\bar{h}}_{y11}, \dot{\bar{h}}_{x11}, \dot{\bar{h}}_{y11}, \dot{\bar{h}}_{x22}, \dot{\bar{h}}_{y22}, \dot{\bar{h}}_{x22}, \dot{\bar{h}}_{y22}]$$

图 3 各阶临界转速对 k_{pr} , k_{dr} Fig 3 Sensitivity curve of critical speed to k_{pr} , k_{dr}

$\bar{M}$, $\bar{C}$, $\bar{K}$ 分别为质量、阻尼及各刚度矩阵。

由式(1)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。

2 计算结果

2.1 系统的固有频率

根据自编 Matlab 程序, 求得系统的特征值及特征向量。再由特征值虚部与转速相等的条件, 可确定系统的固有频率。

取控制器比例系数 $k_{pr} = 3.83$, 积分系数 $k_{ir} = 35.46$, 微分系数 $k_{dr} = 0.0014$, 微分时间系数 $T_{dr} = 1.98 \times 10^{-5} \text{ s}$, 在转速 $0 \sim 100000 \text{ r/min}$ 范围内, 搜索各阶固有频率及其有量纲实部如下:

$$N_1 = 4310 \text{ r/min}, \quad N_2 = 6100 \text{ r/min}$$

$$N_3 = 37740 \text{ r/min}, \quad N_4 = 74940 \text{ r/min}$$

$$u_1 = -70.9571, \quad u_2 = -76.4392$$

$$u_3 = -3.6931, \quad u_4 = -138.3505$$

相应对数衰减率为:

$$\delta_1 = 0.988, \quad \delta_2 = 1.02$$

$$\delta_3 = 5.87 \times 10^{-3}, \quad \delta_4 = 0.111$$

2.2 控制参数对系统固有频率的影响

改变比例系数 k_{pr} 及微分系数 k_{dr} , 可得临界转速对 k_{pr} 及 k_{dr} 灵敏度的数值分析结果, 如图 3。

由图 (3) 可以看出:

(1) 微分系数 k_{dr} 对各阶临界转速值的影响很小;

(2) 比例系数 k_{pr} 对第一阶弯曲临界转速值影响较小, 无法通过改变控制参数而明显改变第一阶弯曲临界转速的数值;

(3) 比例系数 k_{pr} 对平动、锥形涡动及第二阶弯曲的临界转速值影响较大, 随比例系数 k_{pr} 增加, 相应临界转速值增加。

3 实验分析

3.1 不同微分参数下的高速旋转实验

取控制器参数如表 1, 使转子稳定悬浮并高速旋转。1# 传感器测量节点处的振幅及 1# 径向轴承控制电流的同频幅随转速的变化规律如图 4 (a)、(b)。

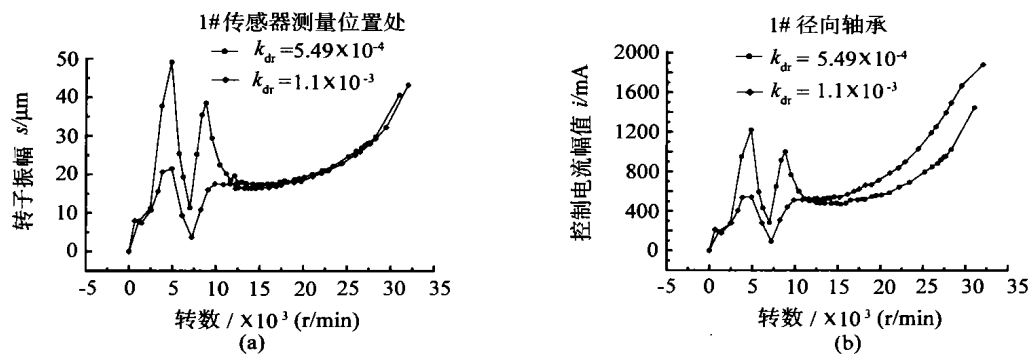


图 4 不同微分参数对径向位移及控制电流的影响

Fig 4 Influence of derivative coefficients to radial vibration and control current

表 1 径向各组控制器参数 (不同 k_{dr})

Table 1 Various radial control parameters (varying k_{dr})

序号	k_{pr}	k_{ir}	k_{dr}	T_{dr}/s
1	2.6739	35.461	5.49×10^{-4}	1.466×10^{-5}
2	2.6739	35.461	0.0011	1.8103×10^{-5}

表 2 径向各组控制器参数 (不同 k_{pr})

Table 2 Various radial control parameters (varying k_{pr})

序号	k_{pr}	k_{ir}	k_{dr}	T_{dr}/s
1	2.3519	35.461	0.0011	1.8103×10^{-5}
2	2.6739	35.461	0.0011	1.8103×10^{-5}
3	3.0	35.461	0.0011	1.8103×10^{-5}

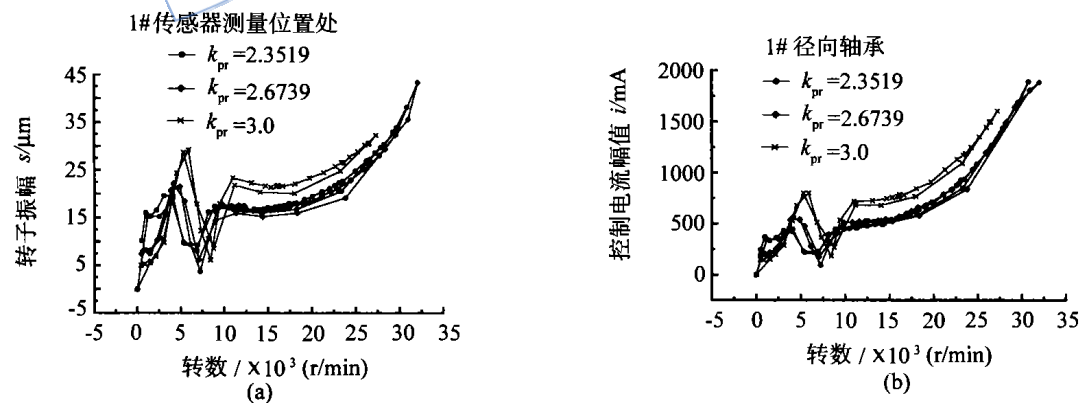


图 5 不同比例控制参数对径向位移及控制电流的影响

Fig 5 Influence of proportional coefficients to radial vibration and control current

由图 4 (a)、(b) 可以看出, 系统在 10000 r/min 以下存在两个临界转速, 在 33000 r/min 以上存在另一临界转速。微分环节参数变化对转子的临界转速值影响较小。

3 2 不同比例系数下的高速旋转实验

取控制器参数如表 2, 使转子稳定悬浮并高速旋转。1# 传感器测量节点处的振幅及 1# 径向轴承控制电流的同频幅值随转速的变化规律如图

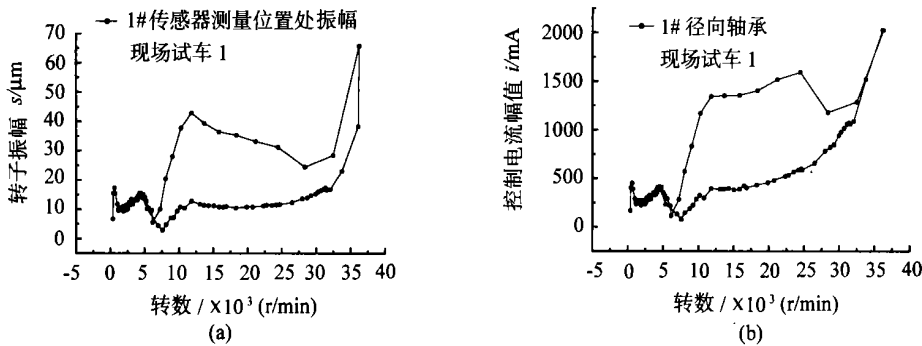


图 6 越过弯曲临界转速实验

Fig 6 Curves of vibration and control current of the system in trial run

5 (a)、(b)。

由图 5 (a)、(b) 可以看出, 在 10000 r/min 以下, 系统存在两个临界转速, 这两个临界转速值随比例系数的增加而略有增加。系统在 33000 r/min 以上总存在另一临界转速, 且受比例系数变化的影响较小。

3 3 转子越过临界转速的高速旋转实验

各控制参数如表 3 所示, 使转子稳定悬浮并高速旋转。1# 传感器测量位置处同频振幅及 1# 径向轴承同频控制电流随转速的变化分别如图 6 (a)、(b)。

表 3 现场试车 1 控制器参数

Table 3 Control parameters for trial run 1

径向控制参数	推力控制参数
$k_{pr}=2.8256$	$k_{pz}=5.4020$
$k_{ir}=35.461$	$k_{iz}=26.5957$
$k_{dr}=0.0014$	$k_{dz}=0.0055$
$T_{dr}=1.9823 \times 10^{-5} s$	$T_{dz}=4.5633 \times 10^{-5} s$

实验过程中, 当转速到达 36188 r/min 时, 因控制电流饱和, 转子振幅过大, 出现转子与轴承碰撞 (该点因无主频而未在图上标出), 随后关闭动力气源, 转速下降。从图 6 (a)、(b) 看, 升速与降速过程的变化曲线并不重合, 这是由于在转子与轴承碰撞后, 动平衡精度受到破坏所致。

4 讨 论

理论分析及实验结果表明, 对于本磁悬浮轴承转子系统:

- (1) 第一阶弯曲固有频率值受控制参数变化的影响很小。只能通过改变转子本身的尺寸, 使转子工作转速远离该阶弯曲固有频率值。
- (2) 传统 PD 分散控制策略无法大幅度提高支承的刚度与阻尼, 从而改善系统的动态特性。因此对于亚临界或超临界工作的磁悬浮轴承转子系统, 需采取振动补偿等措施或集中控制策略。

参考文献

[1] 施韦策 G, 布鲁勒 H, 特拉克斯勒 A 著 主动磁轴承 [M]. 虞烈, 袁崇军译 谢友柏校 北京: 新时代出版社, 1997.

[2] Hirochika Ueyama Helium Cold Compressor with Active Magnetic Bearings [A]. Proc of the 7th Int Symp on Magnetic Bearings [C]. Zurich, Switzerland, August 2000: 1- 6

[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 [A]. Proc of the 5th Int Symp on Magnetic Bearings [C]. Kanazawa, Japan, August 1996: 71- 76

[4] 谢振宇 电磁轴承系统及其工业应用 [D]. 西安: 西安交通大学工程与科学研究院润滑理论与轴承研究所, 2000

[5] Ohsawa M, Yoshida K, Niinomiya H, et al High-Temperature Blower for Molten Carbonate Fuel Cell Supported by Magnetic Bearings [A]. Proc of the 6th Int Symp on Magnetic Bearings [C]. Massachusetts, USA, August 1998: 32- 41.