

文章编号: 1000-8055(2004)01-0030-08

磁悬浮轴承转子系统动态特性的实验研究

谢振宇^{1,2}, 徐龙祥², 李 迎¹, 丘大谋³, 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: 通过激振实验获得磁悬浮轴承转子系统的动态特性参数, 并与实际运行状态进行比较。结果表明, 激振实验能够获得系统在高速旋转状态下的稳定性、临界转速及其与控制参数间的关系。另一方面, 激振实验结果表明, 某些临界转速值对控制参数的灵敏度很小, 无法通过改变控制参数, 改变这些临界转速值。

关键词: 航空、航天推进系统; 磁悬浮轴承; 动态特性; 激振实验; 刚度; 阻尼

中图分类号: TH133.3

文献标识码: A

Analysis of Radial Dynamic Characteristics of Magnetic Bearing System by Excitation Test

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;

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

Abstract: Dynamic characteristics of turbine magnetic bearing system by excitation test are studied in this paper. The method can be useful for prediction of critical speeds, stiffness and damping of the system, before it goes into operation. On the other hand, excitation test shows that adjustment of control parameters has less influence on some critical speeds.

Key words: aerospace propulsion system; active magnetic bearing; dynamic characteristic; excitation test; stiffness damping

以磁悬浮轴承支承的多电或全电发动机是全球航空发动机领域的研究热点之一^[1~3]。1988 年美国推行了一项为期 15 年(至 2003 年)的 IPTET 计划(Integrated High Performance Turbine Engine Technology), 其中很重要的一项是磁悬浮支承航空发动机的研究。1997 年 12 月欧共体制定了 3 年的 AMBIT 计划(Active Magnetic Bearings in Aircraft Turbomachinery) 专门研制磁悬浮支承航空发动机。

磁悬浮系统的设计是多电或全电航空发动机的关键技术之一^[1]。鉴于航空发动机的特殊性, 在系统实际运行前, 需要预知其动态特性, 包括临界转速的位置、刚度阻尼的调整对转子振动的影响等, 以合理确定升速过程, 并采取措施避免转子在临界转速附近运行。

由于实际系统的非线性、磁路存在漏磁、模型简化时的误差等因素, 难以用分析的方法完善地建立系统的数学模型并分析系统的固有特性^[4,5]。

收稿日期: 2003-04-04; 修订日期: 2003-09-12

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, 南京理工大学博士后, 主要从事电磁轴承及其工业应用的研究。

因此可采用激振实验方法, 将实际系统作为未被完全认识的“灰箱”, 通过对它进行激振, 分析输入输出数据, 较准确地获得固有频率、阻尼及振型等系统的动态性能参数^[5], 为系统的现场运行提供指导。

本文以某磁悬浮系统为对象, 通过激振实验及系统的实际运行, 分析了系统的动态特性。

- m —— 转子质量
- E —— 弹性模量
- ρ —— 材料密度
- A_s —— 位移传感器的增益系数
- T_s —— 位移传感器的时间常数
- A_p —— 功率放大器增益系数
- T_p —— 功率放大器时间常数
- k_p —— 比例系数
- k_i —— 积分系数
- k_d —— 微分系数
- T_d —— 微分时间系数
- k_{rs} —— 位移刚度系数
- k_{ri} —— 电流刚度系数
- i_x, i_y —— x, y 方向的控制电流

1 数学模型

1.1 机械结构简图

系统机械结构简图如图 1。
图 1 中, 推力轴承与推力盘间的间隙由推力

轴承座的尺寸确定, 径向轴承与径向动环间的间隙由自身尺寸决定。

转子在推力方向的位置可分别由 5#、6#、7# 传感器测量, 5# 传感器测量表面为轴端平面, 6#、7# 传感器测量表面为推力盘表面。转子在径向方向的位置分别由水平布置的 1#、3# 传感器及垂直布置的 2#、4# 传感器测量, 测量表面为紧靠轴承的测量环。

1.2 转子离散化

主轴材料为 20Cr2Ni4A, 材料弹性模量 $E = 186 \times 10^9 \text{ N/m}^2$, 材料密度为 7650 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, 而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。

根据图 2, 在第 11、22 节点处各有一电磁轴承支撑, 而传感器测量位置在第 13、20 节点处。不考虑附加质量所产生的抗弯刚度, 各结点等效圆盘的质量、极转动惯量、直径转动惯量及节点间抗弯刚度如表 1。

1.3 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 3。

1.4 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: $x = x_0 e^{\gamma t}$, 其中 $\gamma = u + iv$, 相应的无量纲表达式为:

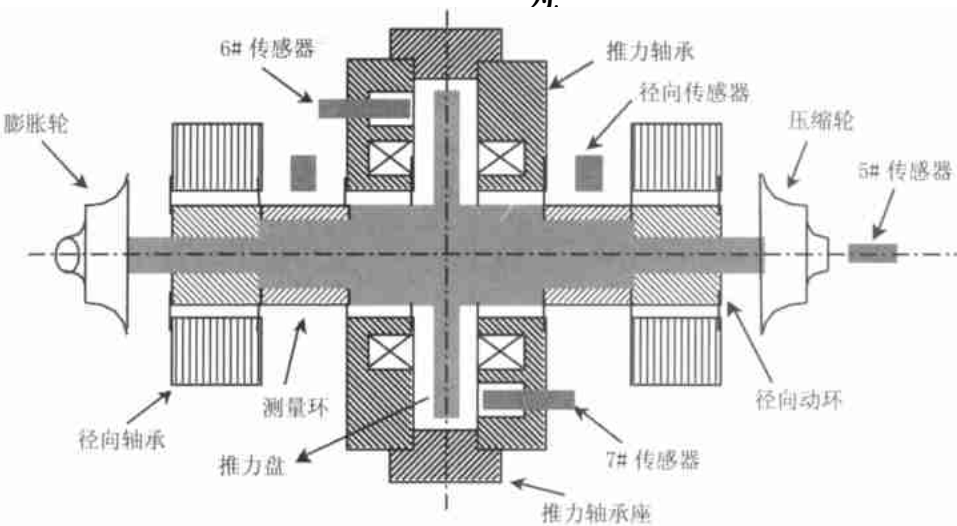


图 1 机械结构简图

Fig 1 Schematic illustration of mechanical structure

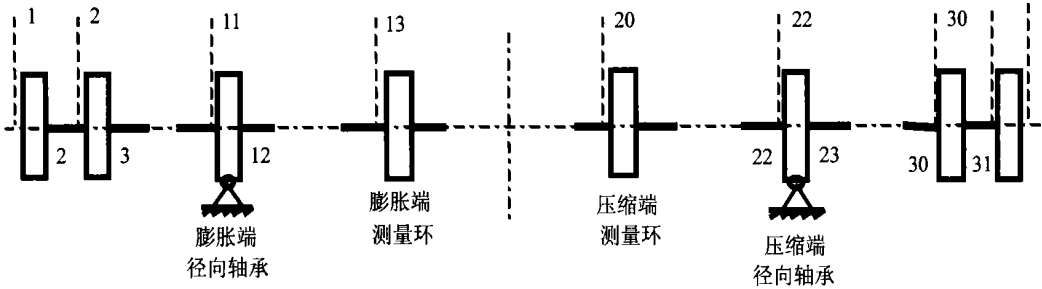


图 2 转子离散化模型

Fig 2 Dispersed model of the rotor

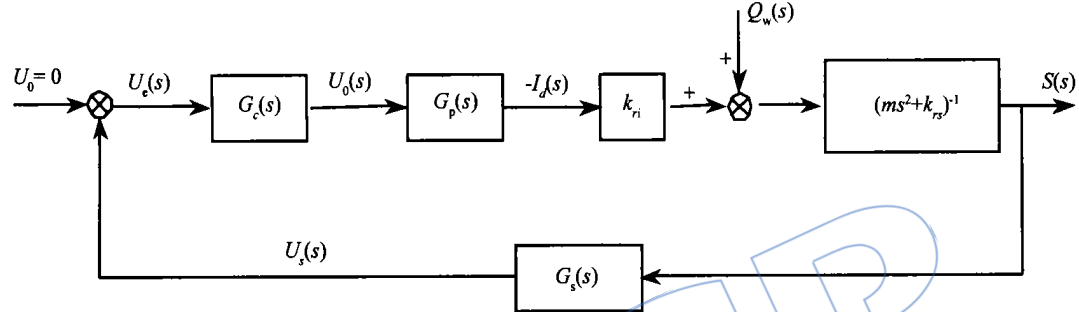


图 3 系统传递函数框图

Fig 3 Transfer function of system

表 1 各等效圆盘的质量、极转动惯量及直径转动惯量

Table 1 Quality and moment of inertia of each equivalent disc

序号	圆盘质量 /kg	极转动惯量 / $\times 10^{-6}(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	直径转动惯量 / $\times 10^{-6}(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	抗弯刚度 / $\times 10^3(\text{N} \cdot \text{m}^2)$
1	0.0411	0.1328	0.03945	—
3	0.0283	1.5403	0.2469	0.4036
5	0.6098	697.28	423.73	2.1388
7	0.0567	4.402	0.6847	2.1388
9	0.0731	7.082	1.7978	4.1723
11	1.0370	540.36	489.58	19.585
13	0.4316	232.13	127.93	52.871
15	0.5566	252.49	96.013	120.233
17	1.6224	3905.67	1893.41	4622.19
19	0.3828	157.59	61.896	120.19
21	0.2478	57.709	14.432	52.871
23	0.1754	29.829	1.938	19.585
25	0.2812	58.222	54.892	4.1723
27	0.6506	1022.98	646.49	2.1388
29	0.0183	0.953	0.3353	2.1388
31	0.0838	0.0733	0.0166	0.2229

$$\bar{x} = \bar{x}_0 e^{\lambda t}, \quad \lambda = \bar{u} + i\bar{v}$$

其中:

$$\bar{u} = u/\omega, \quad \bar{v} = v/\omega$$

则系统的无量纲化方程可表示为:

$$\begin{bmatrix} 0 & \bar{M} & 0 \\ \bar{M} & \bar{C} & 0 \\ \bar{K}_{z1} & \bar{K}_{z2} & \bar{K}_{z3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{R}_1^T \\ \dot{R}_2^T \\ \dot{R}_3^T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\bar{M} & 0 & 0 \\ 0 & \bar{K} & \bar{K}_{zi} \\ 0 & \bar{K}_{z4} & \bar{K}_{z5} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_1^T \\ R_2^T \\ R_3^T \end{bmatrix} = 0 \quad (1)$$

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:

$$\begin{aligned} R^T &= [R_1, R_2, R_3] \\ R_1^T &= [\dot{\bar{x}}_1, \dot{\bar{y}}_1, \dot{\bar{\varphi}}_1, \dot{\bar{\psi}}_1, \dot{\bar{x}}_2, \dot{\bar{y}}_2, \dot{\bar{\varphi}}_2, \dot{\bar{\psi}}_2, \dots, \dot{\bar{x}}_{31}, \dot{\bar{y}}_{31}, \dot{\bar{\varphi}}_{31}, \dot{\bar{\psi}}_{31}] \\ R_2^T &= [\bar{x}_1, \bar{y}_1, \bar{\varphi}_1, \bar{\psi}_1, \bar{x}_2, \bar{y}_2, \bar{\varphi}_2, \bar{\psi}_2, \dots, \bar{x}_{31}, \bar{y}_{31}, \bar{\varphi}_{31}, \bar{\psi}_{31}] \\ R_3^T &= [\dot{\bar{i}}_{x11}, \dot{\bar{i}}_{y11}, \bar{i}_{x11}, \bar{i}_{y11}, \dot{\bar{i}}_{x22}, \dot{\bar{i}}_{y22}, \bar{i}_{x22}, \bar{i}_{y22}] \end{aligned}$$

$$\text{无量纲位移与角速度: } \bar{x} = \frac{x}{d_0}, \quad \bar{y} = \frac{y}{d_0}, \quad \bar{\varphi} = \varphi, \quad \bar{\psi} = \psi, \quad \bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_c}$$

$$\text{无量纲电流及电压: } \bar{i}_x = i_x/i_0, \quad \bar{i}_y = i_y/i_0$$

平均直径 $d_0 = 30 \times 10^{-3} \text{ m}$, 电流常量 $i_0 = 4 \text{ A}$, ω_c 为临界转速

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

取控制器比例系数 $k_{pr} = 3.833$, 积分系数 $k_{ir} = 35.461$, 微分系数 $k_{dr} = 0.0014$, 微分时间系数 $T_{dr} = 1.9823 \times 10^{-5} \text{ s}$, 在转速为 $0 \sim 100000 \text{ r/min}$ 范围内, 根据自编 Matlab 程序, 搜索各阶固有频率及其有量纲实部如下:

$$N_1 = 4310 \text{ r/min}, \quad N_2 = 4500 \text{ r/min}$$

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

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

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

相应对数衰减率为:

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

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

各阶固有频率对应的复振型如图 4。

3 实验系统的组成

电磁轴承系统激持实验的组成如图 5。考虑陀螺力矩时, 系统的固有特性与转速有关^[6]。但基于安全原因, 本文有关激振试验均在零转速下进行, 所得到的频响函数曲线实际上没有考虑陀螺力矩的影响。另外由于具有相似的结构, 系统利用电磁轴承作为电磁激振器。

实验原理是: 由低频信号发生器产生一定幅值不同频率的正弦激振信号, 将该信号与反馈控制信号相加, 送入功率放大器。反馈控制信号使转子稳定悬浮, 而正弦激振信号使轴承电磁铁在转子上施加不同频率的激振力, 以此模拟转子在高速旋转时所受到的不平衡力。

实验采用稳态正弦激励, 信号源为 XFD-7A 型低频信号发生器。激振力的大小可由激振信号求得, 响应测量为测量点处电涡流位移传感器的输出。分别将激振信号与传感器输出信号作频谱分析, 即可得到轴承支承点至传感器测量点间的动柔度传递函数。

4 系统的激振实验

4.1 不同径向微分控制参数的影响

以 k_{pr} , k_{ir} , k_{dr} , T_{dr} 表示径向控制器比例系数、积分系数、微分系数、微分时间系数, 以 k_{pz} , k_{iz} , k_{dz} , T_{dz} 表示推力控制器比例系数、积分系数、微分系数、微分时间系数。

分别选取三组不同径向 k_{dr} 的控制参数, 使转子稳定悬浮, 如表 2。

通过低频信号发生器, 将峰峰值为 1 V 的不同频率正弦激振信号与反馈控制信号相加, 送入 1# 功率放大器。由轴承参数及激振信号的幅值及频率, 可获得激振力幅频特性曲线。再根据 1# 传

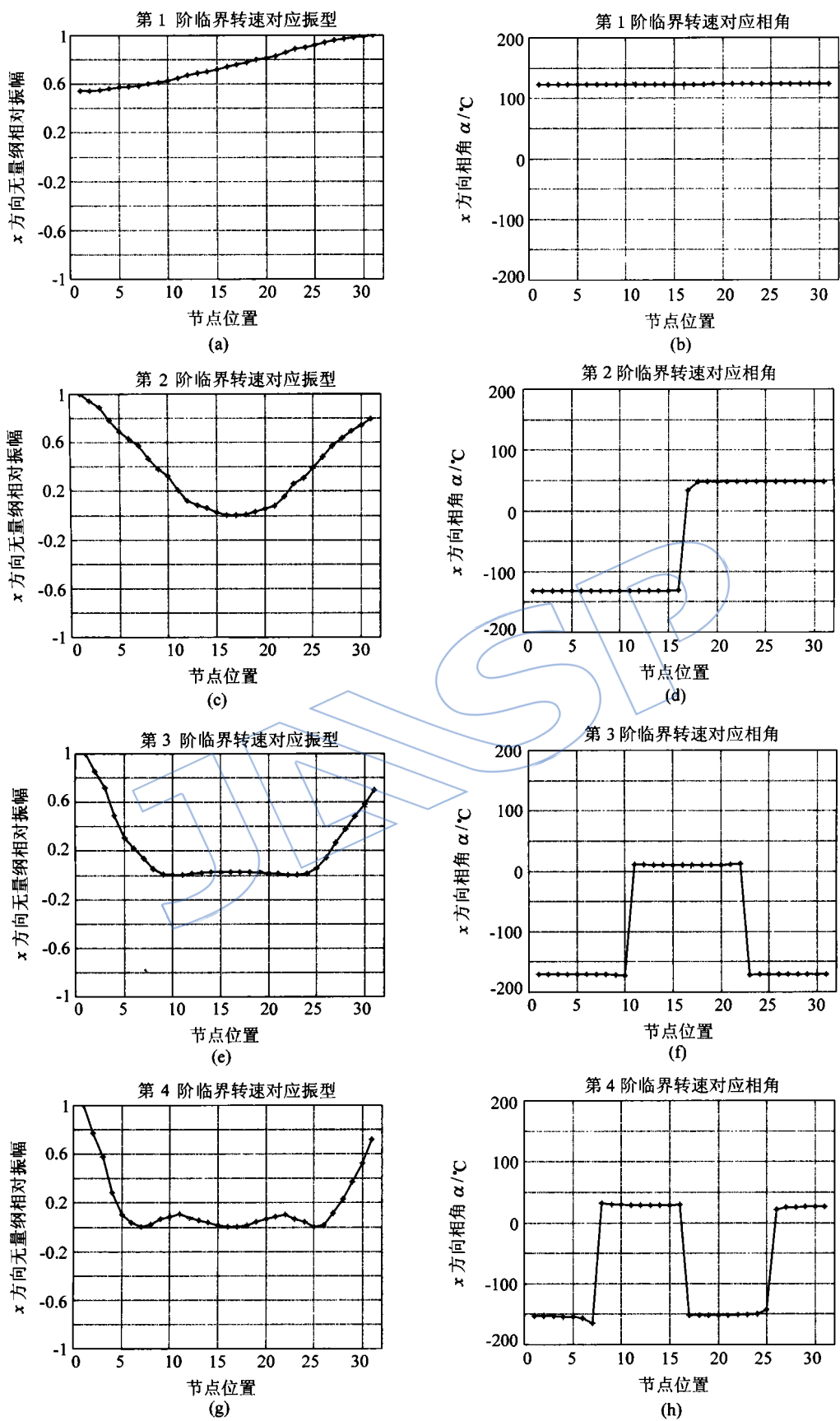


图 4 各阶固有频率对应复振型的幅值与相位

Fig 4 Complex modes of vibration in natural frequencies

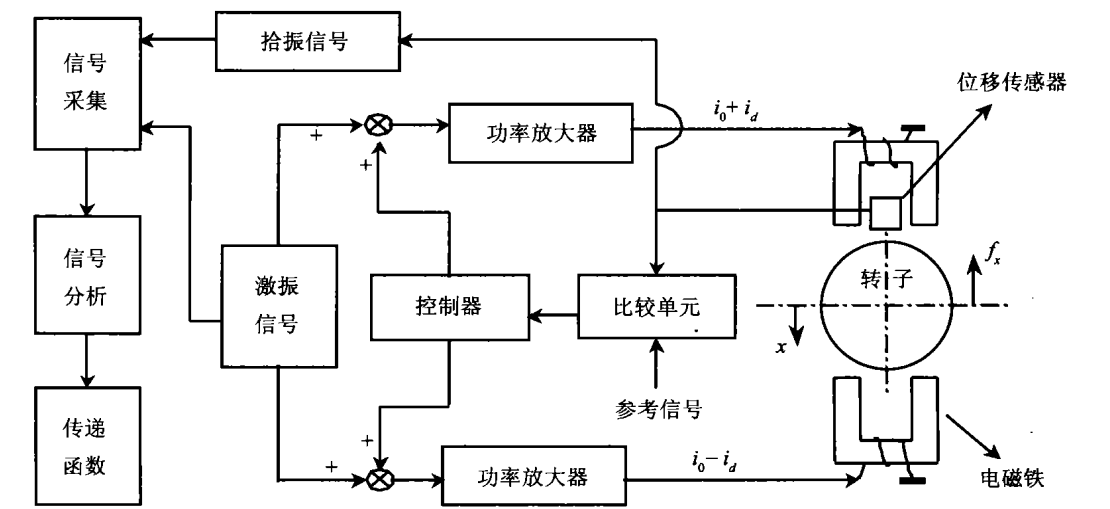


图 5 电磁轴承激振实验的组成

Fig 5 Schematic illustration of exciting vibration experiment system

表 2 各组控制器参数 (不同的 k_{dr})

Table 2 Various control parameters (Varying k_{dr})

	径向控制参数		推力控制参数
激振实验 1	$k_{dr}=4.9423\times10^{-4}$ $T_{dr}=1.4317\times10^{-5}(s)$	$k_{pr}=2.3519$ $k_{ir}=35.461$	$k_{pz}=1.3976$ $k_{iz}=10.6383$ $k_{dz}=0.0022$ $T_{dz}=4.5633\times10^{-5}(s)$
激振实验 2	$k_{dr}=8.7862\times10^{-4}$ $T_{dr}=1.6726\times10^{-5}(s)$		
激振实验 3	$k_{dr}=0.0016$ $T_{dr}=2.1544\times10^{-5}(s)$		

表 3 各组控制器参数 (不同的 k_{pr})

Table 3 Various control parameters (Varying k_{pr})

	径向控制参数		推力控制参数
激振实验 4	$k_{pr}=2.3519$	$k_{ir}=35.461$	$k_{pz}=1.3976$ $k_{iz}=10.6383$ $k_{dz}=0.0022$ $T_{dz}=4.5633\times10^{-5}(s)$
激振实验 5	$k_{pr}=2.8810$	$k_{dr}=0.0016$	
激振实验 6	$k_{pr}=3.6250$	$T_{dr}=2.1544\times10^{-5}(s)$	

表 4 径向各组控制器参数 (不同 k_{dr})

Table 4 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}

传感器测量位置处的振动幅频曲线,可分别得到不同径向 k_{dr} 下传感器测量点与轴承施力点间的动柔度随频率变化曲线,如图 6。

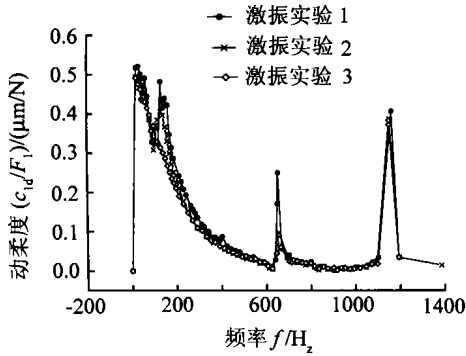


图 6 不同 k_{dr} 时的动柔度曲线

Fig 6 Curves of receptance in various k_{dr}

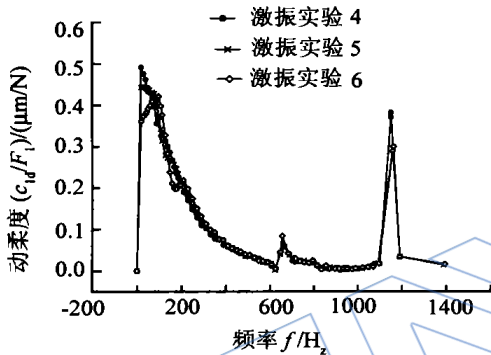


图 7 不同 k_{pr} 时的动柔度曲线

Fig 7 Curves of receptance in various k_{pr}

4.2 不同径向比例控制参数的影响

分别选取三组不同径向 k_{pr} 的控制参数,使转子稳定悬浮,如表 3。

同理,通过低频信号发生器,将峰峰值为 1 V 的不同频率正弦激振信号与反馈控制信号相加,送入 1# 功率放大器。可分别得到不同径向 k_{pr} 下传感器测量点与轴承施力点间的动柔度随频率变化曲线,如图 7。

4.3 激振实验结果分析

激振结果表明,系统在 100 Hz 及 640 Hz 附近存在固有频率。系统在 1000 Hz 以上的固有频率值远大于实际转速,可不予考虑;而系统在 640 Hz 的固有频率值受控制参数的影响很小,无法通过控制参数的调整,改变该阶临界转速值。

5 系统的实际运行实验

5.1 不同微分控制参数下的运行实验

分别选取两组不同微分系数的控制参数如表

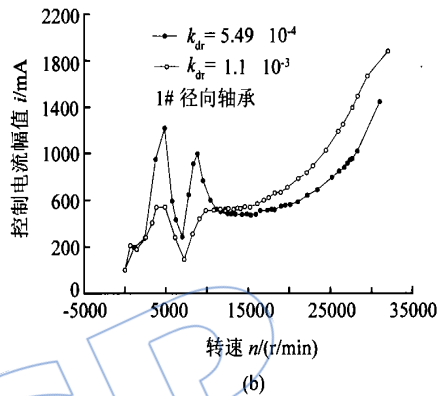
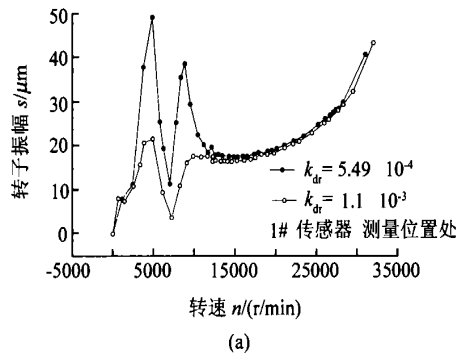


图 8 不同微分参数对径向位移及控制电流的影响

Fig 8 Curves of amplitude of vibration and control current in various differential control coefficients

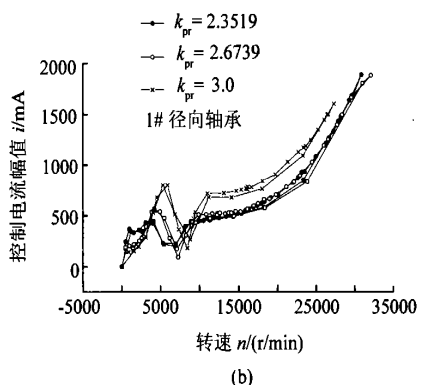
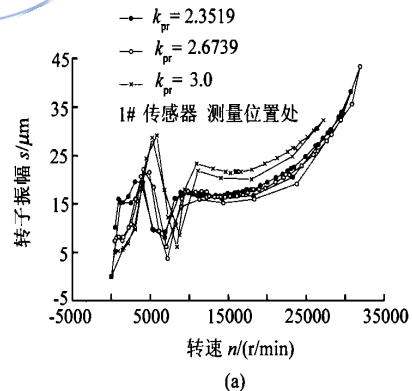


图 9 不同比例控制参数对径向位移及控制电流的影响

Fig 9 Curves of amplitude of vibration and control current in various proportional control coefficients

表 5 径向各组控制器参数(不同 k_{pr})
Table 5 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}

4, 使转子稳定悬浮并高速旋转。

1# 传感器所测转子振幅中与转速同频的分量, 以及 1# 径向轴承控制电流中与转速同频的分量随转速的变化规律如图 8(a) 和 (b)。

5.2 不同比例系数下的运行实验

分别选取三组不同比例系数的控制参数如表 5, 使转子稳定悬浮并高速旋转。

1# 传感器所测转子振幅中与转速同频的分量, 以及 1# 径向轴承控制电流中与转速同频的分量随转速的变化规律如图 9(a) 和 (b)。

5.3 实际运行结果分析

(1) 在 6000 r/min 附近, 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, 但受微分系数的影响很小。

(2) 系统在 35000 r/min 以上总存在另一临界转速, 且受控制参数的影响很小。

6 讨论

(1) 由激振实验结果与系统实际运行状态的对比可以看出, 激振实验能较准确地确定转子临界转速的位置, 并能获得该临界转速值受控制参数影响的程度。

(2) 系统在 6000 r/min 附近存在两个临界转速, 这是由于转子系统不对称引起的平动和摆动两个振动模式。由于轴承位置距节点较远, 且支承阻尼较大, 这两个临界转速值及其振幅受控制参数影响较大。

(3) 系统在 38000 r/min 附近存在弯曲临界转速。由转子振型可以看出, 轴承位置距节点过近, 故该临界转速值受控制参数的影响很小; 另外由于对数衰减率很低, 支承阻尼较小, 转子在该转速处振幅较大。系统实际运行时应避免在该转速处长时间停留。

参考文献

[1] 徐龙祥, 周波. 磁浮多电航空发动机的研究现状及关键技术[J]. 航空动力学报, 2003, 18(1): 51- 59

[2] Kelleher W P, Kondoleon A S. Magnetic Bearing Suspension System for High Temperature Gas Turbine Applications[A]. Proceedings of MAG'97[C]. Washington: 15- 24, 1997.

[3] Xu Longxiang. Development of Magnetic Bearings for High Temperature Suspension[A]. Proceedings of the 7th International Symposium on Magnetic Bearings[C]. Zurich, Switzerland: 117- 122, 2000

[4] Yasuhiro Yukitake, Hirochika Ueyama. System Identification of the Axial Active Magnetic Bearings with Solid Core [A]. Proceedings of the 5th International Symposium, Magnetic Bearings [C]. 295 - 299, Kanazawa, Japan: August, 1996

[5] Nagaya K, Koijn H. On a Magnetic Damper Consisting of a Circular Magnetic flux and a Conductor of Arbitrary Shape, Part I: Derivation of the Damping Coefficients[J]. Trans. of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 1984, 106(3): 46- 51.

[6] 卢文祥, 杜润生. 机械工程测试信息信号分析[M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1990

[7] 钟一谔, 何衍宗, 王正, 李方泽. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.