

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2014.09.003

高速气浮电主轴转子系统不平衡响应分析

喻丽华, 谢庆生, 李少波, 黄海松

(贵州大学 贵州省现代制造技术教育部重点实验室, 贵阳 550025)

摘要:针对高速气浮电主轴转速高, 动力学行为复杂, 对不平衡激励敏感的特点, 基于推广的拉格朗日方程, 建立了高速电主轴转子-气体轴承系统的动力学数学模型, 获得了自由振动微分方程与强迫振动微分方程。在分析气浮电主轴系统残余不平衡质量产生的惯性离心力及不平衡磁拉力的作用机理的基础上, 利用有限元方法, 对某最高工作转速为 250 000 r/min 的高速气浮电主轴转子系统进行了不平衡激励的谐波响应分析, 揭示了运行于超临界模式的高速气浮电主轴在不平衡激励下的动力学行为, 为实际工程应用中的高速气浮电主轴转子系统的优化设计、振动控制等提供了理论依据。

关键词:高速电主轴; 静压气体轴承; 动力学建模; 不平衡响应

中图分类号:TH 133

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2014)09-018-08

Unbalance response analysis of high speed aerostatic motorized spindle rotor system

YU Lihua, XIE Qingsheng, LI Shaobo, HUANG Haisong

(Key Laboratory of Advanced Manufacturing Technology, Guizhou University Guiyang 550025, China)

Abstract: According to the high speed of aerostatic motorized spindle, the complex dynamic behavior and the unbalance incentive, dynamical model is built up on the basis of Lagrange equation. And it includes the differential equation of free vibration and forced vibration. Then, the residual unbalanced inertial centrifugal force and the mechanism of unbalanced magnetic pull are analyzed. Finally, a motorized spindle rotor-gas bearings system with the highest working speed of 250 000 r/min is simulated in the way of the unbalance excitation harmonic analysis. The dynamic behavior of high-speed aerostatic motorized spindle is revealed in supercritical mode at unbalance excitation. A theoretical basis is provided for the optimization design, vibration control to the rotor system of high-speed aerostatic motorized spindle in engineering application.

Key words: high speed motorized spindle; aerostatic bearings; dynamical modeling; unbalance response

高速气浮电主轴是采用气体轴承支承, 结构上将电动机与机床主轴融为一体的内装式主轴单元, 涉及高速气体轴承技术、高速电动机技术、冷却技术及变频调速技术等多种关键技术的交叉与融合, 作为高速精密机床的核心功能部件, 其性能直接决定了高速精密机床的整体发展水平。气浮电主轴的转速一般每分钟几万转甚至高达几十万转, 通常运行于高于临界转速的超临界模式。高速气浮转子系统动力学行为分析复杂, 对不平衡激励的敏感程度较高^[1-5], 如果不平衡振动幅度过大, 就会损害转子和气浮支承, 严重时会引起转轴

收稿日期:2014-07-02

基金项目:国家科技支撑计划资助项目(2012BAF12B14)

作者简介:喻丽华(1975-), 女, 高级实验师, 主要从事机械制造及其自动化研究, (E-mail)yulihua01@163.com。

断裂。因此,进行不平衡响应分析,准确把握其动力学特性,提高转子系统的稳定性,对高速电主轴设计具有重要意义^[5-9]。

转子系统的不平衡响应是系统在不平衡力或不平衡力矩下的动力响应,是转子动力学研究的基本问题。针对转子系统的不平衡响应问题,国内外许多学者作了大量的研究。文献[10]在根据力学和变形分析建立圆锥滚子轴承刚度计算模型的基础上,采用传递矩阵法(TMM)完成了风机转子-轴承系统的动力学模型的建立;分析了支承结构的对转子系统临界速度与不平衡响应的影响。文献[11]基于参数匹配与传递矩阵相融合思想,根据子系统结合面参数匹配条件,提出了一种改进传递矩阵法,用于求解多跨及多转子系统不平衡响应和灵敏度。文献[12]采用有限元法研究具有多自由度轴系的横向振动。根据所建立的有限元模型计算和分析特征值及特征向量,求解临界转速、固有频率、振型和不平衡响应。文献[13]联合悬臂转子系统的动力学方程、浮环运动方程求出浮环轴承的等效刚度和阻尼系数,并基于此,对某微型燃气轮机浮环轴承-悬臂转子系统进行转子动力学仿真,求解临界转速、谐响应及不平衡响应。文献[14]根据所建立的高速电主轴动力学分析模型,基于电磁学和机械系统动力学基本理论,获得了高速电主轴在不同预加载荷、轴承配置下的固有频率和不平衡响应等动态特性,揭示了偏心状态下高速电主轴的动力学行为。文献[15]利用有限元分析软件对筒管夹头主要零部件进行谐响应分析,实现了筒管 3 种不同丝饼直径状态和时变筒管夹头的数值仿真,得到了筒管夹头对不平衡质量的动态响应特性。文献[16]在建立高速泵转子系统动力学有限元模型的基础上,研究了非线性油膜力作用下的轴承阻尼和刚度确定方法,研究了转速、偏心距和轴段直径等因素对转子系统不平衡响应的影响,以上研究成果为高速电主轴在不平衡激励下的动力学行为分析提供了借鉴与参考。但目前针对高速电主轴转子-气浮支承系统的不平衡响应研究鲜有报道,为此,笔者以高速气浮电主轴为研究对象,通过有限元建模仿真,揭示运行于超临界模式的高速气浮主轴在不平衡激励下的动力学行为,为工程实际应用中的高速气浮电主轴转子系统的优化设计、振动控制等提供了理论依据。

1 高速气浮电主轴动力学建模

1.1 模型简化

针对高速电主轴转子-气体轴承系统动力学分析的特点,为了方便分析与突出重点,建模时特作如下假设:

- 1) 将整个转子系统视为完全轴对称结构;
- 2) 不考虑闭式止推轴承与轴颈轴承的耦合;
- 3) 整个转子系统只作微小振动;
- 4) 电主轴转子的质量已经完全卸载,且运行在平衡工作点。

根据上述假设,高速 PCB 钻削电主轴转子-轴承系统简化模型如图 1 所示。在其上建立惯性坐标系 OXYZ、转子固连随动坐标系 $Ox_1y_1z_1$ 和质心坐标系 $CX'Y'Z'$ 。图 1 所示模型中,各参数的意义如下:

- 1) O 为转子未发生变形前的几何中心, C 为转子质心;
- 2) r 为转子的质量偏心;
- 3) k_1, c_1 分别为前轴颈气体轴承刚度和阻尼,单位分别为 N/m 和 $N \cdot s/m$;
- 4) k_2, c_2 分别为后轴颈气体轴承刚度和阻尼,单位分别为 N/m 和 $N \cdot s/m$;
- 5) x_1, y_1 分别为前轴颈气体轴承支承中点处 x 和 y 方向的偏心,单位 m ;
- 6) x_2, y_2 分别为后轴颈气体轴承支承中点处 x 和 y 方向的偏心,单位 m ;
- 7) m 为转子轴质量,单位 kg ;
- 8) J_d 与 J_p 分别为转子轴的赤道转动惯量和极转动惯量,单位 $kg \cdot m^2$;
- 9) l 为整个转子轴的长度,单位 m ;
- 10) l_1 为前轴颈气体轴承中心到质心平面的距离,单位 m ;
- 11) l_2 为后轴颈气体轴承轴颈支承部分中心到质心平面的距离,单位 m ;
- 12) α 为转子轴绕惯性坐标系 X 轴的角位移,单位 rad ;
- 13) β 为转子轴绕惯性坐标系 Y 轴的角位移,单位 rad ;
- 14) ω 为转子轴绕自身几何中心线的自转角速度,单位 rad/s ;
- 15) μ_1 为转子振动的耗散系数。

1.2 基于拉格朗日方程的电主轴转子-气体轴承动力学模型

根据图 1 所示简化模型,利用能量法分别列写各组件的动能、势能及耗散能函数。

1) 电主轴转子轴动能 T 。

$$T = \frac{1}{2}m(\dot{x}_C^2 + \dot{y}_C^2) + \frac{1}{2}[J_d(\dot{\alpha}^2 + \dot{\beta}^2) + J_p\omega^2 - 2J_p\omega\beta\dot{\alpha}], \quad (1)$$

将 $x_C = \frac{l_2x_1 + l_1x_2}{l}$, $y_C = \frac{l_2y_1 + l_1y_2}{l}$, $\alpha = \frac{y_1 - y_2}{l}$, $\beta = \frac{x_1 - x_2}{l}$ 代入式

(1), 则

$$T = \frac{m}{2l^2}[(l_2\dot{x}_1 + l_1\dot{x}_2 - r\omega\sin\omega t)^2 + (l_2\dot{y}_1 + l_1\dot{y}_2 + r\omega\cos\omega t)^2] + \frac{J_d}{2l^2}[(\dot{y}_1 - \dot{y}_2)^2 + (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2] + \frac{1}{2}J_p\omega\left[\omega - \frac{2}{l^2}(x_1 - x_2)(y_1 - y_2)\right]. \quad (2)$$

2) 系统的势能 U 。

$$\text{前轴颈气体轴承势能: } U_1 = \frac{1}{2}k_1(x_1^2 + y_1^2), \quad (3)$$

$$\text{后轴颈气体轴承势能: } U_2 = \frac{1}{2}k_2(x_2^2 + y_2^2), \quad (4)$$

$$\text{系统的总势能: } U = U_1 + U_2 = \frac{1}{2}k_1(x_1^2 + y_1^2) + \frac{1}{2}k_2(x_2^2 + y_2^2). \quad (5)$$

3) 系统的耗散能 Z 。

$$\text{前轴颈气体轴承的瑞利耗散能: } Z_1 = \frac{1}{2}c_1(\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2), \quad (6)$$

$$\text{后轴颈气体轴承的瑞利耗散能: } Z_2 = \frac{1}{2}c_2(\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2), \quad (7)$$

$$\text{转子振动的瑞利耗散能: } Z_3 = \frac{1}{2}\mu_1(\dot{X}^2 + \dot{Y}^2), \quad (8)$$

式(8)中, $X = \frac{l_2x_1 + l_1x_2}{l}$, $Y = \frac{l_2y_1 + l_1y_2}{l}$ 。

系统的总耗散能:

$$Z = Z_1 + Z_2 + Z_3 = \frac{1}{2}c_1(\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + \frac{1}{2}c_2(\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + \frac{1}{2}\mu_1(\dot{X}^2 + \dot{Y}^2) = \frac{1}{2}c_1(\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + \frac{1}{2}c_2(\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + \frac{1}{2}\mu_1\left[\left(\frac{l_2\dot{x}_1 + l_1\dot{x}_2}{l}\right)^2 + \left(\frac{l_2\dot{y}_1 + l_1\dot{y}_2}{l}\right)^2\right]. \quad (9)$$

因为系统阻尼的存在,故应用推广的拉格朗日方程

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial Z}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (10)$$

式(10)中, q_i 为系统的广义坐标,在本模型中 x_1, y_1, x_2, y_2 为广义坐标; Q_i 为广义力,这里将阻尼归为耗散能则系统广义力为零。将上述所列写的系统总动能、总势能及总耗散能代入推广的拉格朗日方程式(10),并引入复数坐标 $r = x + iy$, 经整理可得电主轴转子系统自由振动的运动微分方程

$$\left. \begin{aligned} m_1 \dot{r}_1 + (c_3 + i\omega\Delta) \dot{r}_1 - i\omega\Delta \dot{r}_2 + k_1 r_1 &= 0, \\ m_2 \dot{r}_2 + (c_4 + i\omega\Delta) \dot{r}_2 - i\omega\Delta \dot{r}_1 + k_2 r_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式(11)中, $m_1 = \frac{ml_2^2 + J_d}{l^2}$, $m_2 = \frac{ml_1^2 + J_d}{l^2}$, $c_3 = c_1 + \mu_1\left(\frac{l_2}{l}\right)^2$, $c_4 = c_2 + \mu_1\left(\frac{l_1}{l}\right)^2$, $\Delta = \frac{J_p}{l^2}$ 。

将式(11)表达成矩阵形式为

$$m\dot{r} + (C - i\omega\Delta)\dot{r} + Kr = 0, \quad (12)$$

式(12)即为电主轴转子系统自由振动微分方程的一般表达式。通过求解方程式(12),可求解转子系统的临

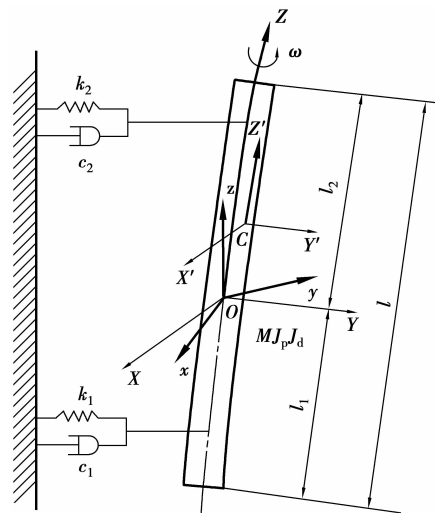


图 1 高速气浮电主轴系统简化模型

界转速与振动模态。当转子因不平衡激励产生强迫振动时,其运动微分方程为

$$m\ddot{r} + (C - i\omega\Lambda)\dot{r} + Kr = F, \tag{13}$$

求解式(13)即可得电主轴转子受迫振动下的响应规律。为了求解转子系统的受迫振动,下面将对电主轴转子的不平衡激励源进行分析。

2 不平衡激励源分析

2.1 转子残余不平衡量计算

电主轴转子在动平衡后,还存在残余不平衡质量,由此产生不平衡惯性离心力。根据 GB/T9239.1 表 1,参考精密磨床的主轴和电机转子,确定平衡品质级别为 G0.4,根据 ISO 1940/1 标准,电主轴转子允许残余不平衡量为:

$$U_B = 0.009\ 549 \times G \times M/n, \tag{14}$$

式中: G 为平衡精度; M 为转子质量; n 为转子最高工作转速。因此,许用残余不平衡量对应的不平衡惯性离心力 Q_{per}^u 为

$$Q_{per}^u = U_B \times \omega^2. \tag{15}$$

2.2 不平衡磁拉力作用机理分析

如图 2 所示为电主轴转子偏心气隙示意图,当电主轴转子由于制造质量偏心和安装偏心将导致定转子间气隙 $\delta(e, \alpha)$ 沿径向分布不均匀,在每极磁势一定时,气隙增大处磁密将减小,气隙减小处磁密将增大,这种不均匀的气隙分布,使得转子各点所受的磁拉力数值不等,其合力不为零,即产生了不平衡磁拉力。

当转子偏心较小时,不平衡磁拉力的计算式为

$$P_m = \beta \frac{\pi B^2 DL}{2\mu_0 g_0} e, \tag{16}$$

式中: $\beta = \beta_s \beta_i \beta_n \beta_d$, β_s , β_i , β_n 和 β_d 分别为磁路饱和、转子及定子开槽、级数和转子阻尼的影响系数; μ_0 为真空磁导率; g_0 为气隙平均长度; B 为气隙磁密。

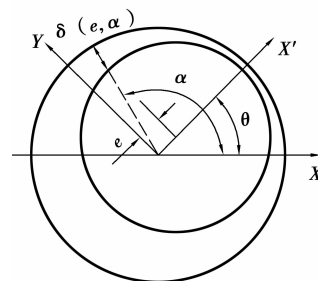


图 2 电主轴转子偏心气隙示意图

3 不平衡谐波响应仿真与结果分析

以如图 3 所示最高转速为 250 000 r/min 的高速气浮电主轴转子系统为例,基于 ANSYS14.0 软件,进行不平衡激励的谐波响应分析。气浮电主轴转子系统分析简化模型如图 4 所示,相关参数如下。转子长度参数, $L_1=4$ mm, $L_2=15$ mm, $L_3=38$ mm, $L_4=47$ mm, $L_5=22.4$ mm, $L_6=3.6$ mm, $L_7=5$ mm;转子半径参数,轴段 1: $R=10.4$ mm, $r=6.3$ mm,轴段 2: $R_2=18.5$ mm,轴段 3: $R_3=11$ mm。采用 BEAM188 单元模拟转轴, MASS21 单元模拟鼠笼转子与止推盘, COMBIN14 单元模拟气体轴承,模型的材料参数如下:转轴的弹性模量为 2E11 Pa,泊松比为 0.26,密度为 7 930 kg/m³。鼠笼转子的质量 $M_1=0.018$ kg,半径 $R_1=0.011$ mm。轴承 1 的支承刚度: $K_x=1.03E7$ N/m, $K_y=1.03E7$ N/m。轴承 2 的支承刚度: $K_x=1.86E7$ N/m, $K_y=1.86E7$ N/m。载荷及边界条件:转子的转速 250 000 r/min,考虑转子残余不平衡量和电机不平衡磁拉力的影响,设鼠笼处不平衡力为 0.02 N。

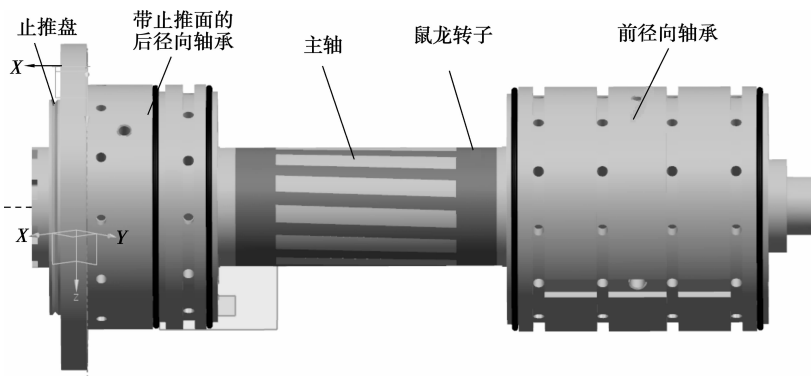


图 3 高速 PCB 钻削电主轴转子-支承系统

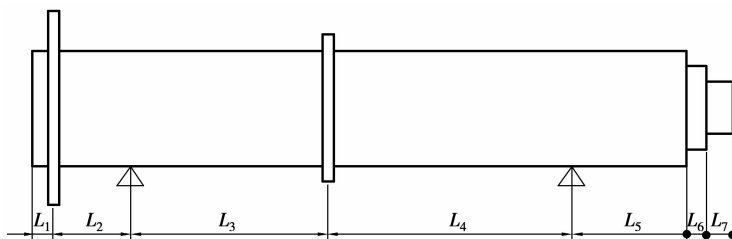
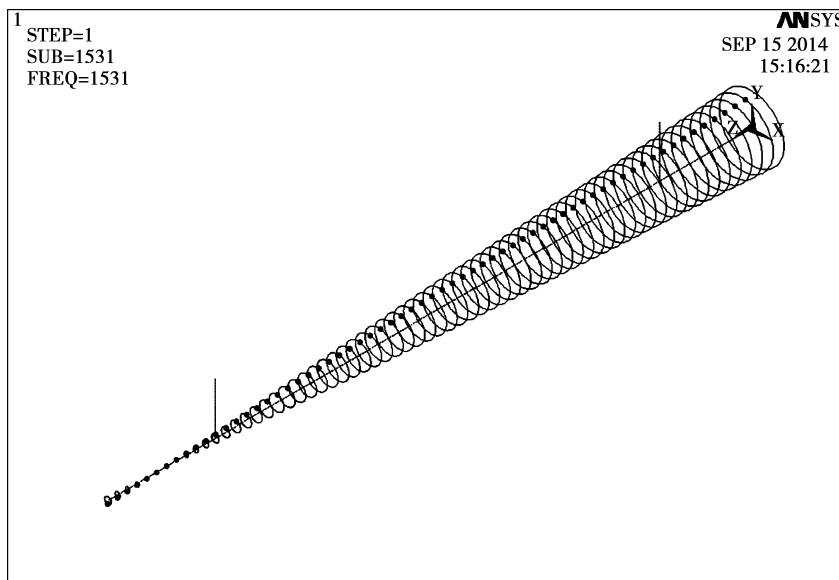


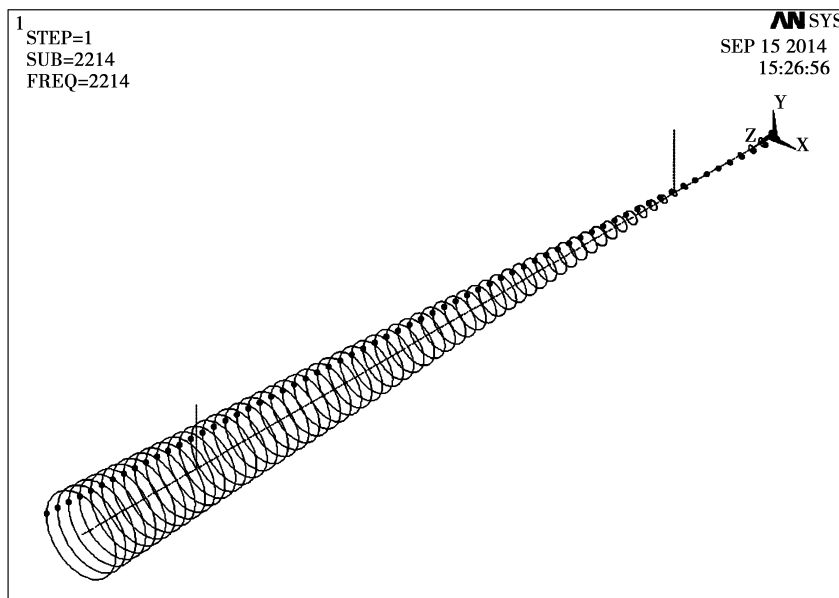
图 4 高速 PCB 钻削电主轴转子-支承系统简化模型

根据电主轴转速范围,设置子步数为 4 167,谐响应分析频率范围 0~4 167 Hz,考虑 Coriolis 效应的影响,对电主轴转子系统进行不平衡响应求解。利用 ANSYS 的时间历程后处理器,查看分析结果,可得所关心节点受不平衡激振力的频率响应曲线。

电主轴在振动峰值激振频率下的轴心轨迹图如图 5 所示,由图 5 可知,第 1 个振动峰值激振频率下,转子轴芯轨迹为锥动,后端振动较大。第 2 个振动峰值激振频率下,转子轴芯轨迹也为锥动,前端振动较大。由此可知,电主轴转子运行稳定。



(a) 第1个振动峰值激振



(b) 第2个振动峰值激振

图 5 电主轴在振动峰值激振频率下的轴心轨迹

图6所示为后径向轴承的支反力 $F_{后}$ 与激励频率的关系,由图6可知在激励频率范围内出现了2个反力峰值,最大支反力为3.640 N;图7所示为前径向轴承的反力 $F_{前}$ 与激励频率的关系,由图7可知在激励频率范围内出现了2个反力峰值,最大支反力为1.463 N。由此可知电主轴前、后径向轴承的支反力均很小。

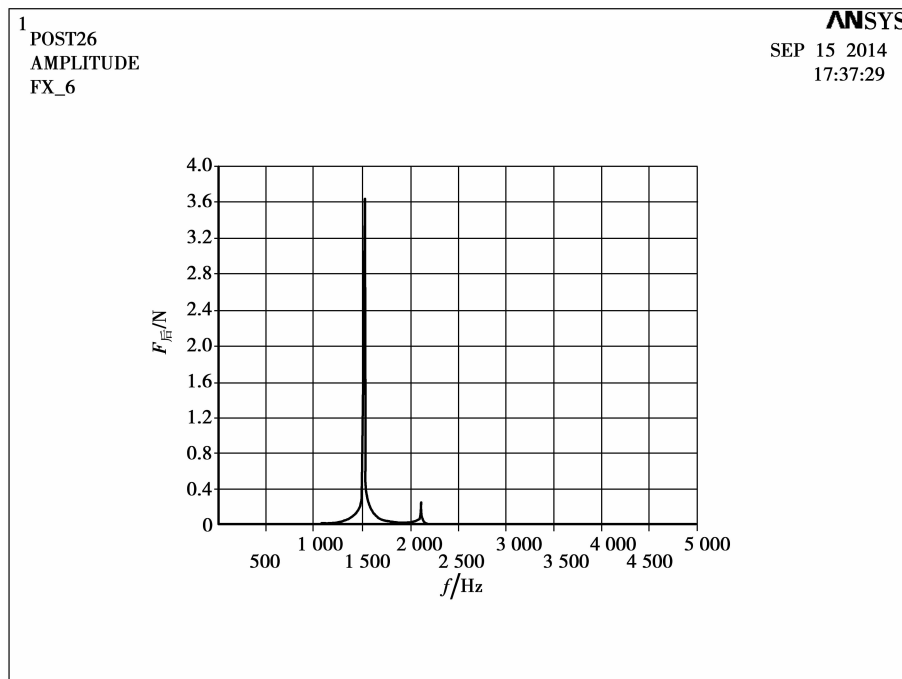


图6 后径向轴承的支反力与激励频率的关系

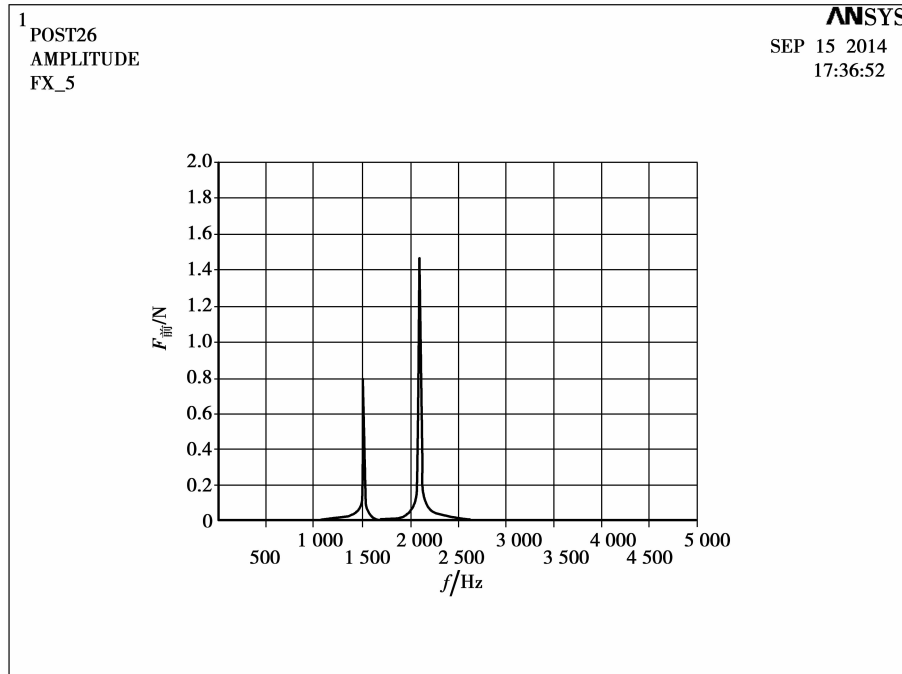


图7 前径向轴承的支反力与激励频率的关系

图8所示为后径向轴承的X方向位移 $S_{后}$ 与激励频率的关系,由图8可知后径向轴承在激励频率范围内出现了2个峰值,最大幅值为 $0.3249 \mu\text{m}$,图9所示为前径向轴承的X方向位移 $S_{前}$ 与激励频率的关系,由图9可知前径向轴承在激励频率范围内出现了2个峰值,最大幅值为 $0.0782 \mu\text{m}$ 。总体来说,前后径向轴承在整个激励频率范围内振动幅值均未超过 $1 \mu\text{m}$,由此可知,电主轴的不平衡激励对轴承润滑性能影响较小。

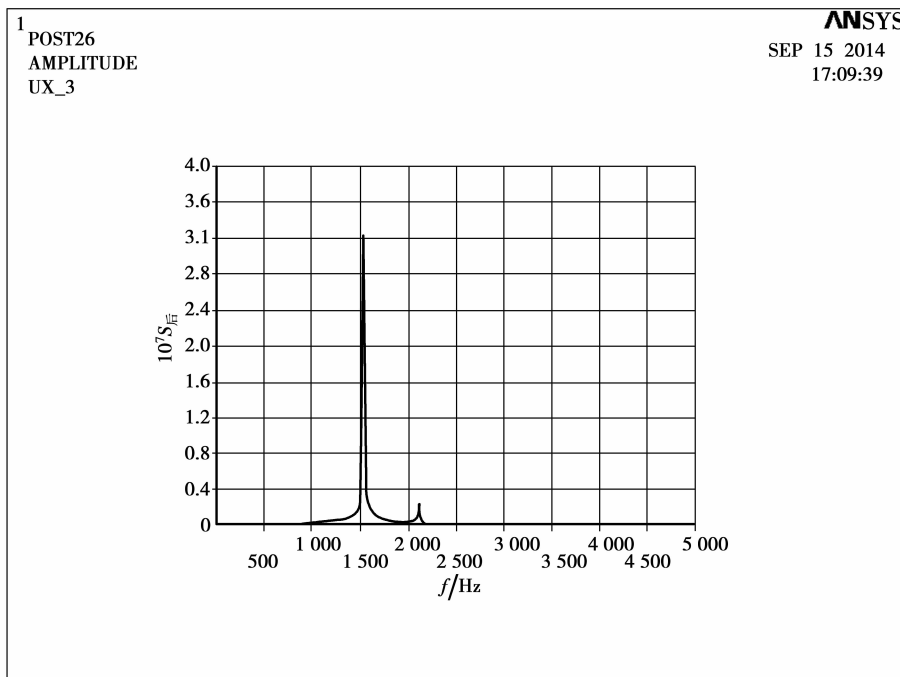


图 8 后径向轴承的 X 方向位移与激励频率的关系

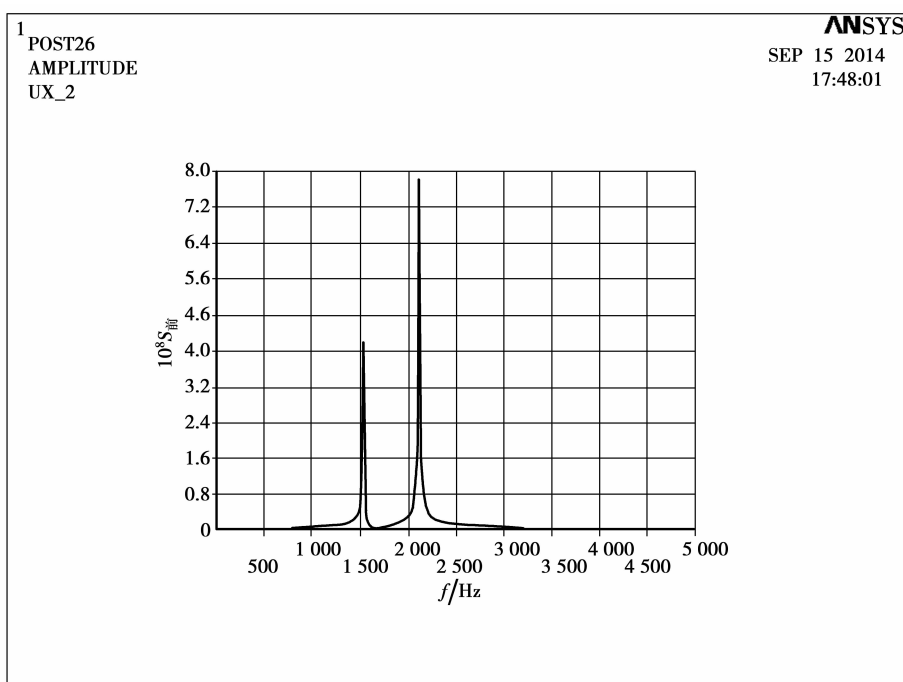


图 9 前径向轴承的 X 方向位移与激励频率的关系

4 结 论

1) 应用推广的拉格朗日方程,建立了高速电主轴转子-气体轴承系统的动力学数学模型,获得了自由振动微分方程与强迫振动微分方程,并分析了气浮电主轴系统的残余不平衡质量与不平衡磁拉力产生的不平衡激励。

2) 以某最高工作转速为 250 000 r/min 的气浮电主轴转子-轴承系统为例,考虑不平衡质量和不平衡磁拉力共同作用,利用有限元方法,完成了不平衡激励的谐响应分析。仿真结果表明:在不平衡激励下,电主轴转子系统运行稳定,且前后轴颈轴承支反力与振动幅值较小。由此说明电主轴不平衡响应对气浮支承的影

响较小,可以忽略。

3)为了简化计算,本研究采用线性弹簧模拟静压轴承的气膜刚度,计算结果有一定误差,未来的研究可以考虑气膜刚度在不同转速下的非线性特性。

参考文献:

- [1] 熊万里,侯志泉,吕浪,等. 气体悬浮电主轴动态特性研究进展[J]. 机械工程学报,2010,39(2): 66-83.
XIONG Wanli, HOU Zhiquan, Lü Lang, et al. Review on the dynamic characteristics of aerostatic motorized spindles [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010,39(2): 66-83.
- [2] Liu B G. Eigenvalue problems of rotor system with uncertain parameters [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(1): 1-10.
- [3] Jiang S, Zheng S. Dynamic design of a high-speed motorized spindle-bearing system [J]. Journal of Mechanical Design, 2010, 132(3): 1-5.
- [5] Werner U. Finite element analysis of relative shaft vibrations of two-pole induction motors with static rotor eccentricity [J]. Forschung im Ingenieurwesen, 2010, 74(1): 49-61.
- [6] Fei Z, Tong S, Wei C. Investigation of the dynamic characteristics of a dual rotor system and its start-up simulation based on finite element method [J]. Journal of Zhejiang University Science A, 2013, 14(4): 268-280.
- [7] Van T N, Xie D M, Xiong Y H, et al. Dynamic analysis of a rig shafting vibration based on finite element [J]. Frontiers of Mechanical Engineering, 2013, 8(3): 244-251.
- [8] 闻邦椿,顾家柳,夏松波,等. 高等转子动力学、理论、技术与应用[M]. 北京:机械工业出版社,2000.
- [9] 钟一谔,何衍宗. 转子动力学[M]. 北京:清华大学出版社,1987.
- [10] Wu H, Zhou Q, Zhang Z, et al. Vibration analysis on the rolling element bearing-rotor system of an air blower [J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2012, 26(3): 653-659.
- [11] 杨建刚,高伟. 改进传递矩阵法计算转子系统不平衡响应和灵敏度 [J]. 机械工程学报,2001,37(6): 109-112.
YANG Jiangan, GAO Wei. Application of the improved transfer matrix method on the calculation of rotor unbalance response and its sensitivity [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2001,37(6):109-112.
- [12] 沈那伟,陈照波,焦映厚,等. 微型燃气轮机浮环轴承-悬臂转子系统动力学特性分析 [J]. 振动与冲击,2012,31(3): 27-31.
SHEN Nawei, CHEN Zhaobo, JIAO Yinghou, et al. Rotordynamic analysis of a micro gas turbine overhung rotor system supported on floating ring bearing [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012,31(3): 27-31.
- [13] 陈小安,陈文曲,康辉民,等. 偏心电主轴动力学分析[J]. 重庆大学学报,2012,35(3):26-32.
CHEN Xiaolan, CHEN Wenqu, KANG Huiming, et al. Dynamic analysis of high speed motorized spindles with eccentrics [J]. Journal of Chongqing University, 2012,35(3):26-32.
- [14] 侯曦,张凯,刘娜娜,等. 简管夹头参数慢变转子系统不平衡动态响应仿真分析 [J]. 机械科学与技术,2012,31(10): 1628-1633.
HOU Xi, ZHANG Kai, LIU Nana, et al. Dynamic response simulation of a rotor system with slow-time varying parameters of the high-speed winder spindle with unbalance masses [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2012,31(10):1628-1633.
- [15] 张楠,窦唯,吴乃军. 高速转子-轴承系统的复杂动力学行为研究 [J]. 机械设计与制造,2011(6):62-64.
ZHANG Nan, DOU Wei, WU Naijun. Study on complex dynamics actions for high-speed rotor-bearing system [J]. Machinery Design & Manufacture,2011(6):62-64.