

磁悬浮刚性转子系统振动机理分析与动力学建模

房建成, 张会娟[†], 刘 虎

(北京航空航天大学 仪器科学与光电工程学院, 北京 100191;

北京航空航天大学 新型惯性仪表与导航系统技术国防重点学科实验室, 北京 100191)

摘要: 磁悬浮惯性执行机构采用磁轴承支承, 可通过主动控制实现极微振动, 但磁悬浮惯性执行机构仍存在频谱分量丰富的振动. 首先在转子动静不平衡和Sensor Runout振动机理分析的基础上, 重点分析了Magnet Runout产生振动机理; 然后, 建立包含多振动源的系统动力学建模, 并将整个动力学模型分解为平动和转动子系统, 分析表明转子动静不平衡、Sensor Runout和Magnet Runout是通过不同的途径产生振动, 不仅产生同频振动还包含倍频振动; 最后, 提出磁悬浮刚性转子系统主动振动控制的要求, 为以后的主动振动控制研究奠定基础.

关键词: 磁悬浮刚性转子; 主动振动控制; 转子不平衡; 磁中心偏心; Sensor Runout

中图分类号: V448.22

文献标识码: A

Vibration mechanism analysis and dynamic model development of magnetically suspended rigid rotor system

FANG Jian-cheng, ZHANG Hui-juan[†], LIU Hu

(School of Instrumentation Science and Optoelectronics Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;

Key Laboratory of Fundamental Science for National Defense-Novel Inertial Instrument & Navigation System Technology, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: By the virtue of active magnetic bearing, magnetically suspended inertia actuators can make micro-vibration come true through active vibration control. However, there still exist vibrations with some frequencies in magnetically suspended inertia actuators. Firstly, the vibration mechanism of Magnet Runout is analyzed based on the analysis of rotor unbalance and Sensor Runout, then the dynamic model of the magnetically suspended rigid rotor system composing of three vibration sources is developed and divided into translational motion and torsional motion. The analysis dedicates that rotor unbalance, Magnet Runout and Sensor Runout will arise vibrations through different channels, and that the vibrations include the fundamental frequencies and their harmonics. Lastly, the requirements of active vibration control are proposed for the magnetically suspended rigid rotor system, and are useful for the future research.

Key words: magnetically suspended rigid rotor; active vibration control; rotor unbalance; magnetic center eccentricity; Sensor Runout

1 引言(Introduction)

磁悬浮惯性执行机构与机械式惯性执行机构相比, 具有可调阻尼、低振动的优点, 并且可通过主动控制实现极微振动^[1-5], 可从根本上解决机械式惯性执行机构的高频振动对敏感器以及有效载荷的干扰问题, 是未来高分辨率对地观测卫星、天文观测卫星、星间激光通信卫星等航天器实现“超静”平台的理想执行机构. 由于高速转子系统的高频振动是惯性执行机构的固有特性, 因此磁悬浮惯性执行机构仍存在频谱分量丰富的振动, 磁悬浮转子系统振动机理分析及动力学建模是其实现主动振动控制的基本前提和基础.

转子不平衡是磁悬浮转子系统最主要的扰动源^[6],

其控制技术在20世纪70年代引起研究人员关注. 目前, 国内外学者在转子不平衡振动机理及其主动振动控制方法研究方面取得了一系列成果. 不平衡振动控制方法主要分为陷波器^[7-9]、自适应滤波器^[10-12]、自适应控制^[13-15]、干扰观测器^[16-18]、重复控制^[19-21]、鲁棒控制^[22]等.

由于加工安装误差和材质不均匀等影响, 位移传感器检测面会存在着一定的圆度误差、剩磁不均匀, 另外一方面, 受电气非理想特性影响, 传感器还具有一定的非线性特性, 这两方面原因使得位移传感器输出信号中包含着转速同频和倍频的多谐波分量, 即 Sensor Runout. 1997年, Kim等^[23]首次提出了

Sensor Runout的补偿问题, Setiawan等^[24]首先给出了Sensor Runout的数学表达式, 并建立了含有静不平衡和Sensor Runout的刚性磁悬浮转子的动力学模型. 徐向波^[25]建立了含转子动静不平衡和Sensor Runout的磁轴承系统动力学模型, 并利用重复控制实现多谐波振动抑制.

以上主动振动控制研究均是假设磁中心与传感器检测面中心重合的, 但是受机械加工装配和材料不均匀等影响, 会存在径向磁轴承磁中心与传感器检测面中心不重合、径向磁轴承转子受力面圆度误差、磁场不均匀等非理想特性, 使磁悬浮转子相对于磁中心产生位移偏差, 即Magnet Runout. 本文在转子动静不平衡和Sensor Runout振动机理分析的基础上, 重点分析了Magnet Runout产生振动机理; 然后, 对含多振动源的磁悬浮刚性转子进行动力学建模, 并将其分解为平

动和转动子系统, 分析各振动源振动的产生途径及其存在形式; 最后根据动力学模型分析, 指出磁悬浮刚性转子系统主动振动控制的要求, 为后续主动振动控制奠定基础.

2 磁悬浮刚性转子振动机理分析 (Vibration mechanism analysis of magnetically suspended rigid rotor system)

磁悬浮刚性转子系统包括电磁铁、磁悬浮转子、位移传感器、控制器和功放系统, 其结构如图1所示.

由于材质不均匀、加工安装误差、磁场不均匀、传感器非线性等机械与电气非理想特性, 使得磁悬浮刚性转子系统中存在着多个振动源, 本文主要针对转子不平衡、Magnet Runout和Sensor Runout进行振动机理分析, 并建立对应模型.

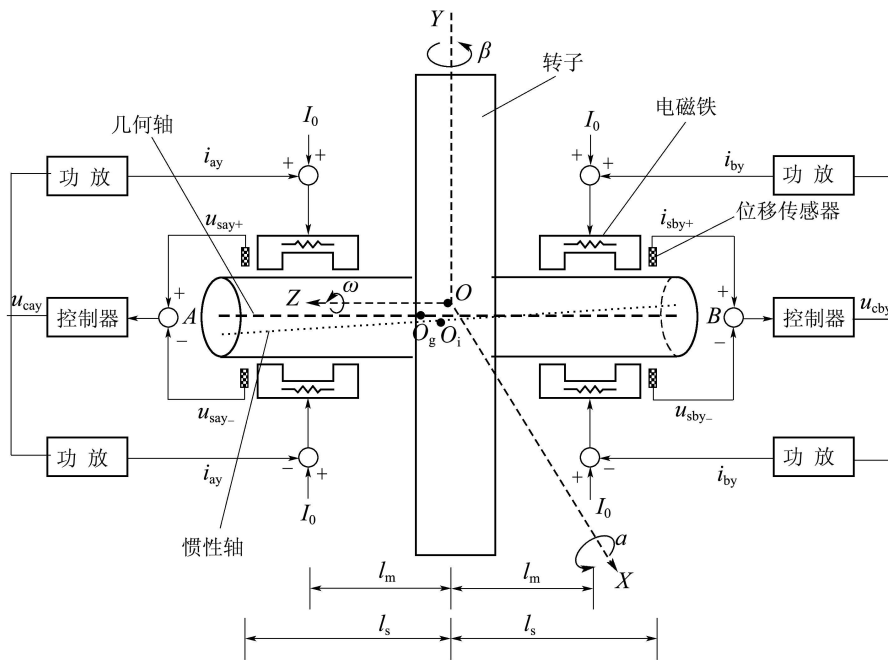


图1 磁悬浮刚性转子系统结构图

Fig. 1 Layout frame of magnetically suspended rigid rotor system

2.1 转子不平衡(Rotor unbalance)

转子不平衡包括静不平衡和动不平衡. 静不平衡是转子的惯性轴中心与几何轴中心存在着间距; 动不平衡是指转子的惯性轴相对于几何轴存在着偏转, 如图2所示.

根据图2, 转子不平衡量 δ 在广义坐标系下表示为

$$\delta = q_G - q_I = \begin{bmatrix} \delta_{xI} \\ \delta_{\beta I} \\ \delta_{yI} \\ -\delta_{\alpha I} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda \cos(\omega t + \phi) \\ \theta \sin(\omega t + \psi) \\ \lambda \sin(\omega t + \phi) \\ -\theta \cos(\omega t + \psi) \end{bmatrix}, \quad (1)$$

式中: $q_I = [x_I \ \beta_I \ y_I \ -\alpha_I]^T$ 表示磁悬浮转子惯性轴在广义坐标系下的位移; $q_G = [x_G \ \beta_G \ y_G \ -\alpha_G]^T$ 表示几何轴在广义坐标系下的位移; λ 和 θ 分别为静不平衡和动不平衡的幅值; ϕ 和 ψ 分别为静不平衡和动不平衡的初始相位.

根据式(1)可得

$$q_G = q_I + \delta. \quad (2)$$

由于转子几何轴和惯性轴的不一致, 当转子不绕惯性轴旋转时, 磁轴承系统的定子就需要提供转子旋转所需要的向心力和力矩, 从而其反作用力和力矩就会通过磁悬浮惯性执行机构的框架和基座传

递给航天器平台。

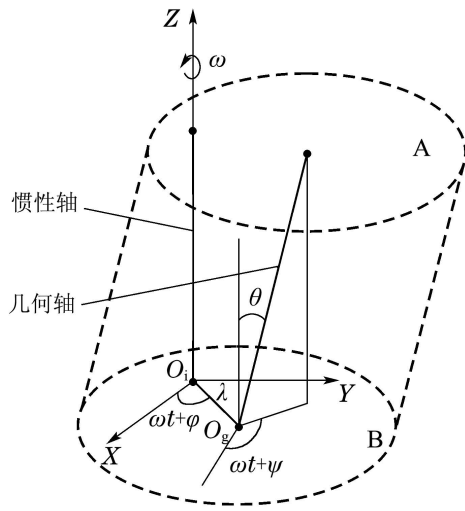


图 2 磁悬浮转子惯性轴和几何轴相对位置关系
Fig. 2 Relative displacement relationship between the inertial axis and geometrical axis of magnetically suspended rotor

2.2 Magnet Runout(Magnet Runout)

由于径向磁轴承磁中心与传感器检测面中心不重合、径向磁轴承转子受力面圆度误差、磁场不均匀等非理想特性,即Magnet Runout(图3),磁悬浮转子在磁轴承坐标系的径向位移会存在与转速同频和倍频的多谐波分量,从而产生多谐波位移刚度力和力矩。

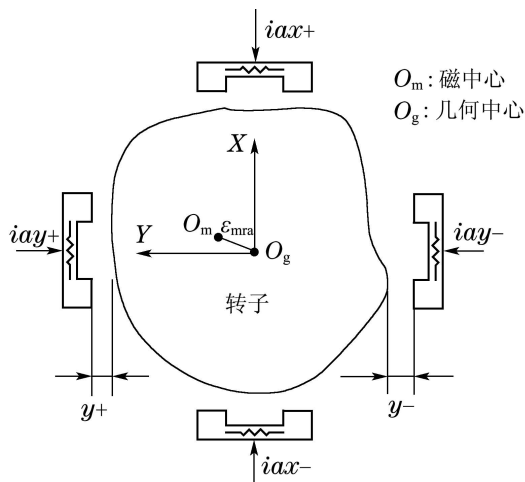


图 3 Magnet Runout产生机理图
Fig. 3 Forming mechanism diagram of Magnet Runout

假设传感器检测面中心与转子几何中心重合,即不存在传感器的调零误差时,Magnet Runout在磁轴承坐标系下表示为

$$\mathbf{q}_{mr} = [q_{mrax} \ q_{mr bx} \ q_{mr ay} \ q_{mr by}]^T =$$

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{mra} \cos(\omega t + \chi_a) + \sum_{j=1}^m \Delta_{aj} \cos(j\omega t + \phi_{aj}) \\ \varepsilon_{mr b} \cos(\omega t + \chi_b) + \sum_{j=1}^m \Delta_{bj} \cos(j\omega t + \phi_{bj}) \\ \varepsilon_{mra} \sin(\omega t + \chi_a) + \sum_{j=1}^m \Delta_{aj} \sin(j\omega t + \phi_{aj}) \\ \varepsilon_{mr b} \sin(\omega t + \chi_b) + \sum_{j=1}^m \Delta_{bj} \sin(j\omega t + \phi_{bj}) \end{bmatrix}, \quad (3)$$

其中: ε_{mra} 和 $\varepsilon_{mr b}$ 分别为磁轴承A,B两端磁中心偏心的幅值, χ_a 和 χ_b 分别为磁轴承A,B两端磁中心偏心的初始相位; j 为谐波次数, $j = 1, 2, \dots, m$; Δ_{aj} 和 Δ_{bj} 分别为磁轴承A,B两端磁场不均匀及转子受力面圆度误差引起的第 j 次谐波的幅值, ϕ_{aj} 和 ϕ_{bj} 分别为相应的初始相位。

则磁悬浮转子在磁轴承坐标系下的径向位移

$$\mathbf{q}_m = [x_{ax} \ x_{bx} \ x_{ay} \ x_{by}]^T$$

表示为

$$\mathbf{q}_m = \mathbf{T}_f \mathbf{q}_G + \mathbf{q}_{mr}, \quad (4)$$

其中:

$$\mathbf{T}_f = \begin{bmatrix} 1 & l_m & 0 & 0 \\ 1 & -l_m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l_m \\ 0 & 0 & 1 & -l_m \end{bmatrix},$$

l_m 表示A,B两端径向磁轴承中心到坐标原点的距离。

2.3 Sensor Runout(Sensor Runout)

由于Sensor Runout(图4)的存在,位移传感器输出信号会引入与转子转速同频和倍频的多谐波分量,从而通过控制器产生振动力和力矩。

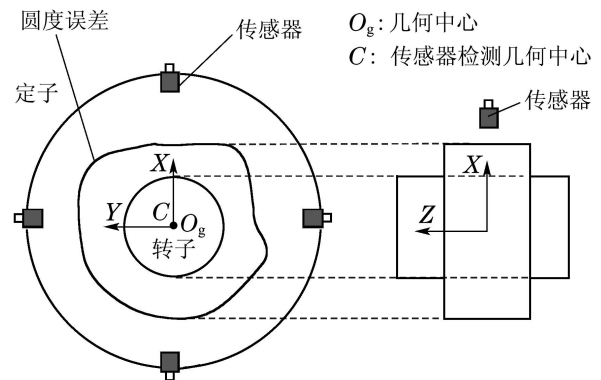


图 4 Sensor Runout产生机理图
Fig. 4 Forming mechanism diagram of Sensor Runout

Sensor Runout在传感器坐标系下表示为^[25]

$$\mathbf{q}_{\text{sr}} = \begin{bmatrix} q_{\text{srx}} \\ q_{\text{srbx}} \\ q_{\text{sry}} \\ q_{\text{srbx}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n \sigma_{\text{ai}} \cos(i\omega t + \xi_{\text{ai}}) \\ \sum_{i=1}^n \sigma_{\text{bi}} \cos(i\omega t + \xi_{\text{bi}}) \\ \sum_{i=1}^n \sigma_{\text{ai}} \sin(i\omega t + \xi_{\text{ai}}) \\ \sum_{i=1}^n \sigma_{\text{bi}} \sin(i\omega t + \xi_{\text{bi}}) \end{bmatrix}, \quad (5)$$

其中: i 为谐波次数, $i = 1, 2, \dots, n$; σ_{ai} 和 σ_{bi} 分别为磁轴承A、B两端传感器输出信号的第 i 次谐波的幅值; ξ_{ai} 和 ξ_{bi} 分别为相应的初始相位。

则磁悬浮转子在传感器坐标系下的径向位移

$$\mathbf{q}_{\text{s}} = [s_{\text{ax}} \ s_{\text{bx}} \ s_{\text{ay}} \ s_{\text{by}}]^{\text{T}}$$

表示为

$$\mathbf{q}_{\text{s}} = \mathbf{T}_{\text{s}} \mathbf{q}_{\text{G}} + \mathbf{q}_{\text{sr}}, \quad (6)$$

其中:

$$\mathbf{T}_{\text{s}} = k_{\text{s}} \begin{bmatrix} 1 & l_{\text{s}} & 0 & 0 \\ 1 & -l_{\text{s}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l_{\text{s}} \\ 0 & 0 & 1 & -l_{\text{s}} \end{bmatrix},$$

l_{s} 表示轴承A、B两端传感器中心到坐标原点的距离, k_{s} 为传感器的放大倍数。

3 含多振动源的磁悬浮刚性转子系统动力学建模 (Dynamic model development of magnetically suspended rigid rotor system comprised of various vibration sources)

对于五自由度磁悬浮刚性转子系统, 在不考虑转子轴向平动时, 根据牛顿第二定律和陀螺技术方程, 可得径向磁轴承系统动力学模型为

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}}_{\text{I}} + \mathbf{G} \dot{\mathbf{q}}_{\text{I}} = \mathbf{f}, \quad (7)$$

其中: $\mathbf{M}$ 为广义质量矩阵, $\mathbf{G}$ 为陀螺矩阵, $\mathbf{f}$ 为广义力矢量, 其具体表达式为^[4]

$$\mathbf{M} = \text{diag}\{m, J_{\text{r}}, m, J_{\text{r}}\}, \quad (8)$$

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{\text{z}}\omega \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -J_{\text{z}}\omega & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (9)$$

$$\mathbf{f} = [f_{\text{x}} \ p_{\beta} \ f_{\text{y}} \ -p_{\alpha}]^{\text{T}}, \quad (10)$$

其中: J_{r} 和 J_{z} 分别为磁悬浮转子的赤道转动惯量和极转动惯量; m 为磁悬浮转子的质量; ω 为转子转速。

广义力矢量 $\mathbf{f}$ 可由轴承力矢量 $\mathbf{f}_{\text{m}}$ 表示:

$$\mathbf{f} = \mathbf{T}_{\text{f}}^{\text{T}} \mathbf{f}_{\text{m}}. \quad (11)$$

当磁悬浮转子在平衡位置附近做小位移运动时, 将非线性轴承力方程进行Taylor展开得线性化方程:

$$\mathbf{f}_{\text{m}} = \mathbf{K}_{\text{h}} \mathbf{q}_{\text{m}} + \mathbf{K}_{\text{i}} \mathbf{I}_{\text{m}}, \quad (12)$$

其中:

$$\mathbf{K}_{\text{h}} = \text{diag}\{k_{\text{hax}}, k_{\text{hbx}}, k_{\text{hay}}, k_{\text{hby}}\}$$

为位移刚度系数;

$$\mathbf{K}_{\text{i}} = \text{diag}\{k_{\text{iax}}, k_{\text{ibx}}, k_{\text{iay}}, k_{\text{iby}}\}$$

为电流刚度系数;

$$\mathbf{I}_{\text{m}} = [i_{\text{ax}} \ i_{\text{bx}} \ i_{\text{ay}} \ i_{\text{by}}]^{\text{T}}$$

为径向磁轴承线圈绕组电流矢量。

磁悬浮转子给定悬浮位置为 $\mathbf{r}$, 则电流矢量 $\mathbf{I}_{\text{m}}$ 可表示为

$$\mathbf{I}_{\text{m}} = \mathbf{G}_{\text{w}}(s) \mathbf{G}_{\text{c}}(s) (\mathbf{r} - \mathbf{q}_{\text{s}}), \quad (13)$$

其中: $\mathbf{G}_{\text{w}}(s)$ 为功率放大器的传递函数矩阵; $\mathbf{G}_{\text{c}}(s)$ 为磁轴承控制器传递函数矩阵, 为了抑制陀螺效应, 提高进动和章动的稳定性, 控制器 $\mathbf{G}_{\text{c}}(s)$ 采用基于分散PID的滤波交叉反馈控制算法^[26], 具体表达式如下:

$$\mathbf{G}_{\text{c}}(s) = \begin{bmatrix} G_{\text{dis}} & 0 & 0.5G_{\text{cr}} & -0.5G_{\text{cr}} \\ 0 & G_{\text{dis}} & -0.5G_{\text{cr}} & 0.5G_{\text{cr}} \\ -0.5G_{\text{cr}} & 0.5G_{\text{cr}} & G_{\text{dis}} & 0 \\ 0.5G_{\text{cr}} & -0.5G_{\text{cr}} & 0 & G_{\text{dis}} \end{bmatrix}, \quad (14)$$

其中:

$$G_{\text{dis}} = k_{\text{p}} + k_{\text{I}} \frac{1}{s + \omega_{\text{I}}} + k_{\text{D}} s \frac{\omega_{\text{D}}}{s + \omega_{\text{D}}}$$

为含抗积分饱和与不完全微分的PID控制算法,

$$G_{\text{cr}} = k_{\text{c}} \omega \left(k_{\text{rl}} \frac{\omega_{\text{rl}}}{s + \omega_{\text{rl}}} - k_{\text{rh}} \frac{s}{s + \omega_{\text{rh}}} \right)$$

为交叉反馈传递函数。

磁轴承控制系统中各变量均在传感器坐标下表示, 而在转子动力学模型中各变量是在广义坐标下表示。将式(2)(4)(6)(11)–(13)代入式(7)中, 可得含转子不平衡、Magnet Runout和Sensor Runout的磁悬浮刚性转子控制系统动力学模型为

$$\begin{aligned} \mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}}_{\text{I}} + \mathbf{G} \dot{\mathbf{q}}_{\text{I}} = & \mathbf{T}_{\text{f}}^{\text{T}} \mathbf{K}_{\text{h}} [\mathbf{T}_{\text{f}}(\mathbf{q}_{\text{I}} + \delta) + \mathbf{q}_{\text{mr}}] + \mathbf{T}_{\text{f}}^{\text{T}} \mathbf{K}_{\text{i}} \mathbf{G}_{\text{w}}(s) \mathbf{G}_{\text{c}}(s) [\mathbf{r} - \\ & (\mathbf{T}_{\text{s}}(\mathbf{q}_{\text{I}} + \delta) + \mathbf{q}_{\text{sr}})]. \end{aligned} \quad (15)$$

控制系统结构框图如图5所示。

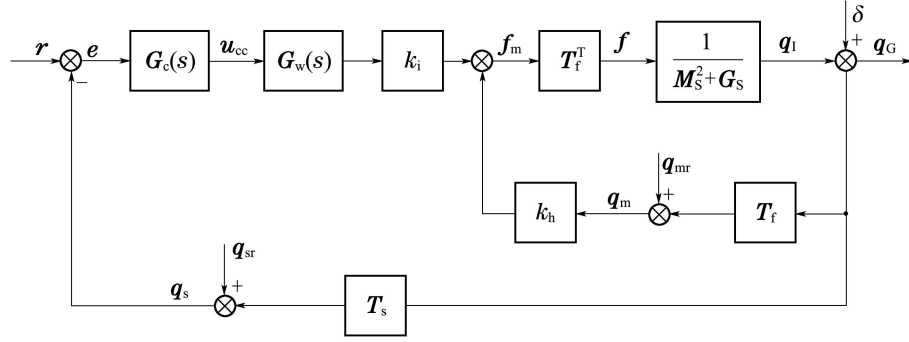


图 5 含转子不平衡、Magnet Runout和Sensor Runout的磁悬浮刚性转子控制系统结构框图

Fig. 5 Control system block diagram of magnetically suspended rotor including rotor unbalance, Magnet Runout and Sensor Runout

由式(15)可得转子不平衡、Magnet Runout 和 Sensor Runout 引起的系统干扰分别为

$$f_{im} = T_f^T (K_h T_f - K_i G_w(s) G_c(s) T_s) \delta, \quad (16)$$

$$f_{mr} = T_f^T K_h q_{mr}, \quad (17)$$

$$f_{sr} = -T_f^T K_i G_w(s) G_c(s) q_{sr}. \quad (18)$$

令参考位置 $r = 0$, 将磁悬浮刚性转子系统动力学模型分解为平动子系统和转动子系统:

$$\begin{cases} m s^2 x_I(s) = k_h [2(x_I(s) + \delta_{xI}(s)) + q_{mfx}(s)] - k_i G_w(s) G_{dis}(s) [2k_s(x_I(s) + \delta_{xI}(s)) + q_{sfx}(s)], \\ m s^2 y_I(s) = k_h [2(y_I(s) + \delta_{yI}(s)) + q_{mfy}(s)] - k_i G_w(s) G_{dis}(s) [2k_s(y_I(s) + \delta_{yI}(s)) + q_{sfy}(s)], \end{cases} \quad (19)$$

$$\begin{cases} J_r s^2 \alpha_I(s) + J_z \omega s \beta_I(s) = \\ k_h [2l_m^2 (\alpha_I(s) + \delta_{\alpha I}(s)) + q_{mf\alpha}(s)] - k_i G_w(s) G_{dis}(s) [2k_s l_m l_s (\alpha_I(s) + \delta_{\alpha I}(s)) + q_{sf\alpha}(s)] - \\ k_i G_w(s) G_{cr}(s) [2k_s l_m l_s (\beta_I(s) + \delta_{\beta I}(s)) + q_{sf\beta}(s)], \\ J_r s^2 \beta_I(s) - J_z \omega s \alpha_I(s) = \\ k_h [2l_m^2 (\beta_I(s) + \delta_{\beta I}(s)) + q_{mf\beta}(s)] - k_i G_w(s) G_{dis}(s) [2k_s l_m l_s (\beta_I(s) + \delta_{\beta I}(s)) + q_{sf\beta}(s)] + \\ k_i G_w(s) G_{cr}(s) [2k_s l_m l_s (\alpha_I(s) + \delta_{\alpha I}(s)) + q_{sf\alpha}(s)], \end{cases} \quad (20)$$

其中:

$$\begin{bmatrix} q_{sfx} \\ q_{sf\beta} \\ q_{sfy} \\ -q_{sf\alpha} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_{srax} + q_{srbx} \\ l_m(q_{srax} - q_{srbx}) \\ q_{sray} + q_{srby} \\ l_m(q_{sray} - q_{srby}) \end{bmatrix}, \quad (21)$$

$$\begin{bmatrix} q_{mfx} \\ q_{mf\beta} \\ q_{mfy} \\ -q_{mf\alpha} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_{mrax} + q_{mrbx} \\ l_m(q_{mrax} - q_{mrbx}) \\ q_{mray} + q_{mrby} \\ l_m(q_{mray} - q_{mrby}) \end{bmatrix}. \quad (22)$$

由式(19)可知, 含转子不平衡、Magnet Runout 和 Sensor Runout 的平动系统中 X 轴和 Y 轴的运动是解耦的, 且动力学模型是相同的. X 轴平动系统和整个转动系统结构框图如图 6 和图 7 所示.

分析含转子不平衡、Magnet Runout 和 Sensor Runout 的磁悬浮刚性转子系统动力学模型, 可知:

a) 从振动产生途径方面分析: 转子不平衡、Magnet Runout 和 Sensor Runout 是通过不同的路径进入到磁轴承闭环系统中的. 由图 5 和式(16)看出, 转子不平衡不仅通过磁轴承控制器产生电流刚度力和力矩, 还通过磁轴承本身产生位移刚度力和力矩. 由图 5 和式(17)得出, Sensor Runout 仅通过控制器产生电流刚度力和力矩. 分析图 5 和式(18)可知, Magnet Runout 直接通过磁轴承系统本身产生位移刚度力和力矩;

b) 从振动存在的形式分析: 转子不平衡只引起同频信号, 而 Sensor Runout 和 Magnet Runout 不仅引起同频信号, 还引起倍频信号;

c) 位移刚度力和力矩不仅由转子的不平衡引起, 还与 Magnet Runout 有关;

d) 位移传感器输出的同频信号不仅包括转子不平衡量, 还包括 Sensor Runout 的同频分量;

e) 含转子不平衡、Magnet Runout和Sensor Runout的系统动力学模型中,平动系统和转动系统是解耦的,且两平动方程是解耦的,但转动系统是相互耦合的。

根据以上动力学模型分析可知,要实现含多振动源的磁悬浮刚性转子系统的主动振动控制,必须完成两方面任务:

1) 对转子不平衡和Sensor Runout引起的多谐波电流进行抑制;

2) 对转子不平衡和Magnet Runout引起的位移刚度力和力矩的进行精确补偿。

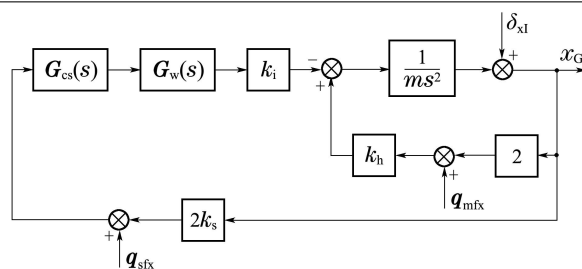


图6 含转子不平衡、Magnet Runout和Sensor Runout的X轴平动系统结构框图

Fig. 6 Block diagram of X-axis translational system including rotor unbalance, Magnet Runout and Sensor Runout

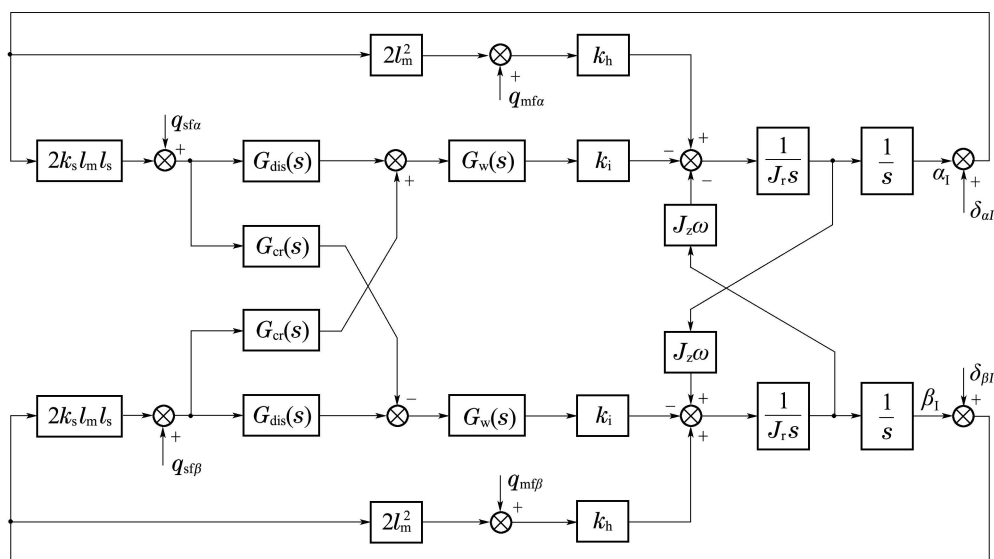


图7 含转子不平衡、Magnet Runout和Sensor Runout的转动系统结构框图

Fig. 7 Block diagram of torsional system including rotor unbalance, Magnet Runout and Sensor Runout

4 结论(Conclusions)

磁悬浮刚性转子控制系统主要由位移传感器、控制器、功率放大器、电磁线圈和转子组成,系统的每一部分都会引起振动或对振动产生一定的影响。本文重点分析了转子不平衡、Magnet Runout和Sensor Runout的振动机理,并建立了含转子不平衡、Magnet Runout和Sensor Runout的磁悬浮刚性转子系统动力学模型。然而,除了以上3种振动源,磁轴承本身和功率放大器的非线性特性也会引起扰动力和力矩。航天器快速机动或框架转动时,由于航天器、框架和磁悬浮转子之间的动力学耦合,航天器以及框架会产生扰动力矩作用在磁悬浮转子上。由于磁轴承是一种有间隙的弹性支承,在扰动力矩作用下,转子会产生相对于陀螺房运动,导致转子的轴心跳动量加大,轴承力非线性会增强。磁轴承的非线性特性会产生倍频振动力和力矩。此外,

由于功放的饱和和非线性特性,当功放输入信号的变化速率超过一定值时,输出电流波形变为锯齿波,由于锯齿波中不仅包含同频成份,还有倍频成份,从而引起倍频振动。磁轴承和功率放大器的非线性特性对磁轴承系统振动的影响将在以后的研究中相继展开。

参考文献(References):

- [1] FANG J C, REN Y. High-precision control for a single-gimbal magnetically suspended control moment gyro based on inverse system method [J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2011, 58(9): 4331 – 4342.
- [2] REN Y, FANG J C. Current-sensing resistor design to include current derivative in PWM H-bridge unipolar switching power amplifiers for magnetic bearings [J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2012, 59(12): 4590 – 4600.
- [3] FANG J C, REN Y. Decoupling control of magnetically suspended rotor system in control moment gyros based on an inverse system method [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2012, 17(6): 1133 – 1144.

- [4] XU X B, FANG J C, WEI T. Stability analysis and imbalance compensation for active magnetic bearing with gyroscopic effects [C] // *The 8th IEEE International Symposium on Instrumentation and Control Technology*. London: IEEE, 2012: 295 – 300.
- [5] FANG J C, XU X B, TANG J Q, et al. Adaptive complete suppression of imbalance vibration in AMB systems using gain phase modifier [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2013, 332(24): 6203 – 6215.
- [6] ZHOU W Y, AGLIETTI G, ZHANG Z. Modelling and testing of a soft suspension design for a reaction/momentum wheel assembly [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330(18/19): 4596 – 4610.
- [7] HERZOG R, BUHLER P, GAHLER C, et al. Unbalance compensation using generalized notch filters in the multivariable feedback of magnetic bearings [J]. *IEEE Transactions on Control System Technology*, 1996, 4(5): 580 – 586.
- [8] TAMISIER V, FONT S, CARRERE F. A new anti-vibration algorithm for active magnetic bearings application [C] // *Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Control Applications*. Glasgow, Scotland: IEEE, 2002: 18 – 20.
- [9] LI L, SHINSHI T, IJIMA C, et al. Compensation of rotor imbalance for precision rotation of a planar magnetic bearing rotor [J]. *Precision Engineering*, 2003, 27(2): 140 – 150.
- [10] SHI J, ZMOOD R, QIN L. Synchronous disturbance attenuation in magnetic bearing systems using adaptive compensating signal [J]. *Control Engineering Practice*, 2004, 12(3): 283 – 290.
- [11] GERLACH B, EHINGER M, RAUE H K, et al. Digital controller for a gimballing magnetic bearing reaction wheel [C] // *AIAA Guidance, Navigation, and Control Conference*. San Francisco, CA, USA: AIAA, 2005: 6244 – 6249.
- [12] IHN Y S, LEE J K, OH D H, et al. Active correction of dynamic mass imbalance for a precise rotor [J]. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2009, 45(11): 5088 – 5093.
- [13] SHAFAI B, BEALE S, LAROCCA P, et al. Magnetic bearing control systems and adaptive forced balancing [J]. *IEEE Control Systems*, 1994, 14(2): 4 – 13.
- [14] FUMIO M, TORU N, KAZUHIKO H, et al. Application of gain scheduled h_∞ robust controllers to a magnetic bearing [J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 1996, 4(5): 484 – 493.
- [15] BETSCHON F, KNOSPE C R. Reducing magnetic bearing currents via gain scheduled adaptive control [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2001, 6(4): 437 – 443.
- [16] ZHOU S Y, SHI J J. Imbalance estimation for speed-varying rigid rotors using time-varying observer [J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2001, 123(4): 637 – 644.
- [17] GROCHMAL T, LYNCH A F. Precision tracking of a rotating shaft with magnetic bearings by nonlinear decoupled disturbance observers [J]. *IEEE Transactions on Control System Technology*, 2007, 15(6): 1112 – 1121.
- [18] TUNG P C, TSAI M T, CHEN K Y, et al. Design of model-based unbalance compensator with fuzzy gain tuning mechanism for an active magnetic bearing system [J]. *Expert Systems with Applications*, 2011, 38(10): 12861 – 12868.
- [19] HARA S, YAMAMOTO Y, OMATA T, et al. Repetitive control system: a new type servo system for periodic exogenous signals [J]. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 1988, 33(7): 659 – 668.
- [20] CHIACCHIARINI H G, MANDOLESI P S. Unbalance compensation for active magnetic bearings using ILC [C] // *Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Control Applications*. Mexico City, Mexico: IEEE, 2001: 58 – 63.
- [21] BI C, WU D Z, JIANG Q, et al. Automatic learning control for unbalance compensation in active magnetic bearings [J]. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2005, 41(7): 2270 – 2280.
- [22] SUNG-KYUNG H, REZA L. Robust fuzzy control of a magnetic bearing system subject to harmonic disturbances [J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2000, 8(2): 366 – 371.
- [23] KIM C S, LEE C W. In situ runout identification in active magnetic bearing system by extended influence coefficient method [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 1997, 2(1): 51 – 57.
- [24] SETIAWAN J D, MUKHERJEE R. Adaptive compensation of sensor runout and mass unbalance in magnetic bearing systems [C] // *Proceedings of the 1999 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*. Atlanta, USA: IEEE, 1999: 800 – 805.
- [25] 徐向波. 磁悬浮控制力矩陀螺主动振动控制研究 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 2013.
(XU Xiangbo. *Research on active vibration control in the magnetically suspended control moment gyro* [D]. Beijing: Beihang University, 2013.)
- [26] FAN Y H, FANG J C. Experimental research on the nutational stability of magnetically suspended momentum wheel in control moment gyroscope (CMG) [C] // *Proceedings of the 9th International Symposium on Magnetic Bearings*. Lexington, Kentucky: IEEE, 2004: 116.

作者简介:

房建成 (1965–), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事新型惯性仪表及其装置技术、航天器姿态控制系统技术、惯性导航与组合导航的研究, E-mail: fangjiancheng@buaa.edu.cn;

张会娟 (1988–), 女, 博士生, 主要从事磁悬浮惯性执行机构主动振动控制研究, E-mail: zhanghjy@126.com;

刘虎 (1979–), 男, 博士, 讲师, 从事磁悬浮惯性执行机构控制技术, E-mail: liuhu99@buaa.edu.cn.