

基于在线动平衡的磁轴承参数辨识*

侯二永, 刘 昆

(国防科技大学 航天科学与工程学院, 湖南 长沙 410073)

摘 要:针对磁悬浮刚性转子系统,提出了一种基于在线动平衡的磁轴承参数辨识方法。采用已知大小和相位的不平衡质量作为激振源,根据动平衡仪测得的转子不平衡响应,求得磁轴承位移刚度和电流刚度。利用某型磁悬浮控制力矩陀螺对该方法进行了实验验证,得到了一定转速范围内的磁轴承位移刚度和电流刚度,证明了该方法的正确性和实用性。实验结果表明,外转子型磁轴承位移刚度和电流刚度随转速的增加而下降明显。

关键词:磁轴承;在线动平衡;位移刚度;电流刚度;参数辨识

中图分类号:TP133.3 **文献标志码:**A **文章编号:**1001-2486(2013)06-0065-06

Parameter identification for magnetic bearing based on online dynamic balancing

HOU Eryong, LIU Kun

(College of Aerospace Science and Engineering, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China)

Abstract: Based on online dynamic balancing, a novel parameter identification method is proposed for magnetic suspending rigid rotor system. Two unbalancing masses with given magnitude and phase were added to the rotor and used as a vibration exciter. The displacement stiffness and current stiffness were identified from the unbalancing response detected by the balancing monitor. The proposed method was experimentally validated with a magnetic suspending control moment gyroscope, and the displacement stiffness and current stiffness of its magnetic bearings were obtained within a certain rotational speed interval, which demonstrates the correctness and feasibility of the method. The experimental results show that the displacement stiffness and current stiffness decrease notably with the rotational speed increased for an outer rotor magnetic bearing.

Key words: magnetic bearing; on online dynamic balancing; displacement stiffness; current stiffness; parameter identification

磁轴承利用磁力实现定子对转子的无接触支承,与传统机械轴承相比,具有精度高、寿命长、无摩擦、无需润滑等优点,在航天、机械、能源等领域具有广阔的应用前景^[1-3]。

磁轴承本身为开环不稳定系统,需要使用控制器对其进行闭环调节才能正常工作。控制器是磁轴承系统的核心,它直接决定着转子的悬浮精度,而控制器的设计依赖于磁轴承的力学模型和参数。位移刚度和电流刚度是磁轴承最基本的两个参数,也是控制器设计的基础,它们的准确性直接决定着控制器的稳定性和控制精度。因此,如何准确获得这两个参数具有重要意义^[4-5]。

目前,位移刚度和电流刚度的获取方法大致可分为三类,即解析法、数值法和实验法。解析法即求出转子所受磁力关于转子位移和控制电流的解析表达式,在工作点附近将磁力线性化为位移和电流的函数,所得表达式中位移和电流的一次

项系数即为位移刚度和电流刚度^[6-7]。由于磁轴承是一个复杂的机械电气系统,影响磁力大小的结构和电气参数很多,通常得到的磁力解析式均基于很多结构简化和假设,因此理论计算得到位移刚度和电流刚度精度较差。数值法是利用有限元软件计算工作点附近某些特定位移或电流情况下的磁力,通过差分或线性拟合可较为准确地计算磁轴承位移刚度和电流刚度^[8-10],但与实际值仍有一定误差。实验法又可分为直接法和间接法两种。直接法的基本原理与数值法类似,只不过所得的离散数据是通过实验测量得到的,但该方法仅适用于转子静态悬浮的情况,且在某些情况下受系统安装位置的限制磁力不容易测量^[11-15]。间接法是通过在闭环控制回路中施加正弦激励信号^[16],利用转子的自由振荡频率来辨识位移刚度和电流刚度,但实际测量过程中,由于受基座和转子共振频率影响,测量结果误差较大,且控制器比

* 收稿日期:2013-03-20

基金项目:国家部委资助项目

作者简介:侯二永(1985—),男,内蒙古丰镇人,博士研究生,E-mail:houeryong@nudt.edu.cn;

刘昆(通信作者),男,教授,博士,博士生导师,E-mail:liukun@nudt.edu.cn

例增益的改变和激励信号的引入容易导致系统失稳^[15]。实际应用中通常首先采用解析法或数值法得到初步的位移刚度和电流刚度,以此为依据调整控制器参数实现转子的悬浮,然后针对稳定悬浮的磁轴承系统,辨识其实际的位移刚度和电流刚度,进一步优化控制器参数。

由于磁悬浮转子系统中,转子的旋转中心与其中心惯性主轴很可能并不重合,转子所受不平衡力不仅包括不平衡质量产生的离心力,而且包括不平衡电磁力^[17],因此,离线动平衡方式在磁悬浮系统中并不适用,而必须进行在线动平衡。本文提出一种适用于刚性转子的基于在线动平衡的磁轴承参数辨识方法,可得到一定转速下磁轴承的位移刚度和电流刚度。

1 磁悬浮刚性转子数学模型

刚性转子通常由一对径向磁轴承和一个轴向磁轴承支承,径向轴承控制转子径向平动和绕径向两轴的转动,轴向轴承控制转子轴向平动。由于转子位移很小,轴向自由度与径向自由度相互解耦,因此在研究转子径向不平衡响应时可忽略轴向轴承的影响。磁悬浮刚性转子系统基本结构如图 1 所示(以外转子型为例),其中坐标系原点 O 位于转子质心, Z 轴为转子旋转轴, l_{um} 和 l_{dm} 分别为上、下端磁轴承距质心 O 的距离, l_{us} 和 l_{ds} 分别为上、下端传感器距质心 O 的距离, α 和 β 分别为转子绕 X 和 Y 轴的倾角, ω 为转子绕 Z 轴旋转的角速度, m_s 为等效到转子外侧的力不平衡质量(位于 XOY 平面内), m_d 为等效到转子外侧的力偶不平衡质量, r 为转子外侧的半径, h 为转子高度。

当 $l_{um} = l_{dm} = a$, $l_{us} = l_{ds} = b$ 时,根据牛顿第二定律和陀螺力学原理,建立如下转子径向四自由度的运动微分方程^[17]:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + 2(k_i k_{sen} k_{amp} g_c(x) - k_x x) = F_r \cos(\omega t + \varphi_{ms}) \\ m\ddot{y} + 2(k_i k_{sen} k_{amp} g_c(y) - k_x y) = F_r \sin(\omega t + \varphi_{ms}) \\ J_x \ddot{\alpha} + J_z \omega \dot{\beta} + 2(ab k_i k_{sen} k_{amp} g_c(\alpha) - a^2 k_x \alpha) = M_r \cos(\omega t + \varphi_{md}) \\ J_y \ddot{\beta} - J_z \omega \dot{\alpha} + 2(ab k_i k_{sen} k_{amp} g_c(\beta) - a^2 k_x \beta) = M_r \sin(\omega t + \varphi_{md}) \end{cases} \quad (1)$$

式中, m 为转子质量, k_x 为磁轴承位移刚度, k_i 为磁轴承电流刚度, x 和 y 分别为转子质心沿 X 和 Y 轴的径向平动位移, k_{sen} 为传感器增益, k_{amp} 为功放增益, $g_c(\cdot)$ 为各通道控制器在时域的输入输出关系, $F_r = m_s \omega^2 r$ 为不平衡质量 m_s 产生的扰动力, M_r

$= m_d \omega^2 r h$ 为不平衡质量 m_d 产生的扰动力矩, φ_{ms} 和 φ_{md} 分别为等效力和力偶不平衡质量的相位。当控制环节使用 PID 控制器时,其传递函数为

$$g_c(s) = K_p + \frac{K_I}{s} + \frac{K_D s}{1 + \tau_D s} \quad (2)$$

式中, K_p 、 K_I 和 K_D 分别为控制器比例系数、积分系数和微分系数, τ_D 为微分常数。

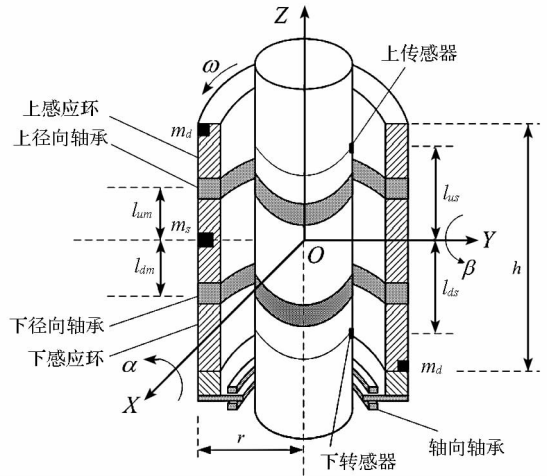


图 1 磁悬浮刚性转子系统结构示意图

Fig. 1 Structure of magnetic suspending rigid rotor system

2 磁悬浮刚性转子不平衡响应

式(1)中前两个等式为转子平动运动微分方程,后两个等式为转子绕径向两轴倾斜运动微分方程,由式(1)可见,转子径向平动和转动运动相互解耦,且径向平动两自由度间也相互解耦,因此,平动和转动自由度的不平衡响应可分别考虑。

以 Y 向为例分析径向平动不平衡响应。式(1)中第二式是关于 y 的非齐次线性微分方程,其通解表示转子平动的自由振动响应,在控制器微分环节的阻尼作用下很快衰减为零,此处不作详细研究;其特解表示不平衡力作用下的强迫振动响应,可假定为如下形式

$$y = A_1 \sin(\omega t + \varphi_{ms} - \varphi_1) \quad (3)$$

式中, A_1 为 Y 向不平衡响应的幅值, φ_1 为最大平动位移处与不平衡质量 m_s 的相位差,将式(3)代入式(1)中第二式得

$$\begin{cases} A_1 = \frac{m_s \omega^2 r}{\sqrt{[K - m\omega^2]^2 + c^2 \omega^2}} \\ \tan \varphi_1 = \frac{c\omega}{K - m\omega^2} \end{cases} \quad (4)$$

式中, $K = 2k_i k_{sen} k_{amp} (K_p + \frac{K_D \tau_D \omega^2}{1 + \tau_D^2 \omega^2}) - 2k_x$, $c =$

$$2k_i k_{sen} k_{amp} (\frac{K_D}{1 + \tau_D^2 \omega^2} - \frac{K_I}{\omega^2})。$$

由式(1)可见,由于陀螺效应,径向转动两自由度相互耦合,当 $J_x = J_y$ 时,令 $\psi = \beta - i\alpha$, 式(1)中后两式可合并为

$$\begin{aligned} J_x \ddot{\psi} + (2abk_i k_{sen} k_{amp} \frac{K_D}{1 + \tau_D^2 \omega^2} - iJ_z \omega) \dot{\psi} \\ + [2abk_i k_{sen} k_{amp} (K_P + \frac{K_D \tau_D \omega^2}{1 + \tau_D^2 \omega^2}) - 2a^2 k_x] \psi \\ + 2abk_i k_{sen} k_{amp} K_I \int \psi d\psi = M_r e^{i(\omega t + \varphi_{md} - \frac{\pi}{2})} \end{aligned} \quad (5)$$

上式特解表示不平衡力偶作用下转子绕径向两轴转动的强迫振动响应,可假定为如下形式

$$\psi = A_2 e^{i(\omega t + \varphi_{md} - \frac{\pi}{2} - \varphi_2)} \quad (6)$$

式中, A_2 为转动不平衡响应的幅值, φ_2 为最大角位移处与不平衡力偶的相位差,将式(6)代入式(5)得

$$\begin{cases} A_2 = \frac{m_d \omega^2 r h}{\sqrt{[abK + 2a(b-a)k_x + (J_z - J_x)\omega^2]^2 + (ab\omega c)^2}} \\ \tan \varphi_2 = \frac{ab\omega c}{abK + 2a(b-a)k_x + (J_z - J_x)\omega^2} \end{cases} \quad (7)$$

即

$$\begin{cases} \alpha = A_2 \cos(\omega t + \varphi_{md} - \varphi_2) \\ \beta = A_2 \sin(\omega t + \varphi_{md} - \varphi_2) \end{cases} \quad (8)$$

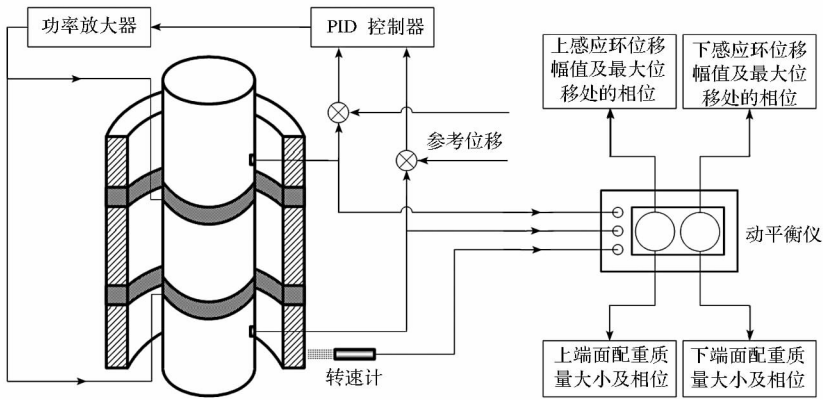


图2 磁悬浮刚性转子在线动平衡原理示意图

Fig.2 Schematic diagram of online dynamic balancing for magnetic suspending rigid rotor system

4 磁轴承参数辨识方法

在线动平衡是任何高速磁悬浮转子系统调试的必需环节。采用在线动平衡系统辨识磁轴承参数无须任何其他辅助设备或仪器,不仅操作简便,便于工程应用,而且辨识工况更贴近系统实际工作状态。基于在线动平衡的磁轴承参数辨识原理是采用已知大小和相位的不平衡质量作为激振源,根据动平衡仪测量结果得到转子位移的幅值和最大位移处的相位,由式(4)反解磁轴承位移

3 磁悬浮刚性转子在线动平衡原理

磁悬浮刚性转子双面在线动平衡原理如图2所示。转子上贴有反光纸,用来反射转速计发出的激光脉冲信号以计算转速,反光纸所在的位置即为转子的零相位位置。首先,将稳定悬浮的转子加速至一固定转速 ω_0 ,利用磁悬浮系统本身的位移传感器,测得上、下感应环的初始位移幅值 A_{u0} 和 A_{d0} ,同时由动平衡仪综合转速计信号,计算得到上、下感应环最大位移处的相位 φ_{u0} 和 φ_{d0} ,并自动存储上述测量结果(自动测量多次取平均值);其次,停机后在转子上端面加试重 m_1 ,加速至转速 ω_0 ,测得上、下感应环的位移幅值 A_{u1} 和 A_{d1} ,及最大位移处的相位 φ_{u1} 和 φ_{d1} ;再次,停机后去掉上端面试重,在下端面加试重 m_2 ,加速至转速 ω_0 ,测得上、下感应环的位移幅值 A_{u2} 和 A_{d2} ,及最大位移处的相位 φ_{u2} 和 φ_{d2} ;最后,动平衡仪采用影响系数法^[18]自动计算出上、下端面需加配重的大小和相位。按照动平衡仪的显示加配重后升速至 ω_0 ,可测得残余不平衡量,继续加配重直至满足所需平衡等级精度要求。

刚度和电流刚度。具体辨识步骤如下:首先,按照上节所述方法对磁悬浮刚性转子进行高精度的双面在线动平衡,使得各传感器位移信号无明显转速同频分量,通常加两次配重即可满足要求,此时近似认为转子无不平衡量;其次,在转子上、下端面(距转子质心距离相等)零相位处各加一重 $m_s/2$ 的配重,即转子不平衡状态为静不平衡,等效静不平衡质量为 m_s ,且 $\varphi_{ms} = 0$;再次,驱动转子加速至 ω_1 ,用动平衡仪测得上、下感应环的位移幅值和最大位移处的相位(刚性转子在静不平衡

状态下进行圆柱涡动,理论上两感应环及转子质心的位移幅值及最大位移处的相位相等,由于各种干扰和误差的影响,实际测得的两感应环位移幅值及最大位移处的相位略有差别),对两感应环的测量结果求平均值,作为转子质心的位移幅值 A_1 和最大位移处的相位 φ_1 ;最后,将 A_1 和 φ_1 代入式(4)求得 k_x 和 k_i ,如式(9)所示。

$$\begin{cases} k_x = \frac{m_s \omega r}{2A_1} \left(\frac{K_p + \frac{K_D \tau_D \omega^2}{1 + \tau_D^2 \omega^2}}{K_D - \frac{K_I}{\omega^2}} \sin \varphi_1 - \omega \cos \varphi_1 \right) - \frac{m \omega^2}{2} \\ k_i = \frac{m_s \omega r \sin \varphi_1}{2A_1 k_{sen} k_{amp} \left(\frac{K_D}{1 + \tau_D^2 \omega^2} - \frac{K_I}{\omega^2} \right)} \end{cases} \quad (9)$$

刚性转子系统的平衡状态与转子转速无关,即在某一转速下,平衡好的刚性转子能在其设计转速范围内的任何转速下运转,均不会改变其力和力矩的平衡状态。将转子继续升速,依次稳定在 $\omega_2, \cdots, \omega_n$,类似地,可求得不同转速下的 k_x 和 k_i 。同理,在转子上端面 $-\pi/2$ 处和下端面 $\pi/2$ 处各加一重 m_d 的配重,转子不平衡状态为偶不平衡,且 $\varphi_{md} = 0$,转子将进行圆锥涡动,由式(7)也可求得 k_x 和 k_i 。

5 参数辨识实验

5.1 实验系统参数

采用某型磁悬浮控制力矩陀螺对上述参数辨识方法进行实验验证,该控制力矩陀螺高速飞轮角动量为 $1000\text{N} \cdot \text{ms}$,额定转速为 $10\,000\text{r/min}$,最大转速为 $12\,000\text{r/min}$ 。转子一阶弹性频率为 1274Hz ,远大于其额定转速频率 166.7Hz ,可认为是刚性转子。飞轮系统结构与控制参数如表 1 所示。

表 1 飞轮结构与控制参数

Tab.1 Structural and control parameters

参数	数值	参数	数值
$m\text{ (kg)}$	29	$k_{sen}\text{ (V/m)}$	8000
$J_x = J_y\text{ (kg} \cdot \text{m}^2\text{)}$	1.46	$k_{amp}\text{ (V/A)}$	0.5
$J_z\text{ (kg} \cdot \text{m}^2\text{)}$	0.974	K_p	5.6
$r\text{ (m)}$	0.135	K_I	0.352
$h\text{ (m)}$	0.386	K_D	0.00189
$l_{um} = l_{dm} = a\text{ (m)}$	0.240	τ_D	0.0003
$l_{us} = l_{ds} = b\text{ (m)}$	0.315		

经多次双面动平衡后,飞轮转子稳定加速至额定转速, X 向上传感器信号如图 3 所示。图 3

中传感器信号幅值约 20mV ,即位移幅值 $2.5\mu\text{m}$,约为保护轴承间隙(0.1mm)的 $1/40$,位移信号中无明显同频分量,说明在线动平衡效果非常好,残余不平衡量可忽略不计。

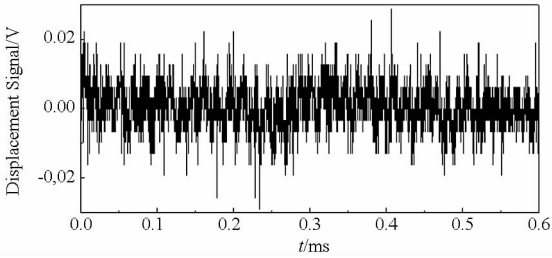


图 3 动平衡后额定转速下 X 向上传感器位移信号

Fig.3 Displacement signal detected by upper sensor of X channel at nominal speed after dynamic balancing

5.2 实验结果与分析

在转子上、下端零刻度处各加一 5g 的实验配重,驱动转子加速,当转速升至约 7300r/min 时,转子碰撞保护轴承后失稳,无法继续升速。测得 $3000 \sim 7000\text{r/min}$ 下两感应环的位移幅值和最大位移处的相位,取平均值得转子位移幅值 A_1 和最大位移处的相位 φ_1 ,并与理论计算结果进行了对比,如图 4 所示。理论值采用式(4)计算,式中位移刚度 k_x 和电流刚度 k_i 分别为 $1.30 \times 10^7\text{N/m}$ 和 1713N/A ,均为静态悬浮(即 $\omega = 0$)时直接法辨识结果。具体辨识过程如下:将悬浮系统水平放置, X 轴沿水平方向, Y 轴沿铅锤方向,在 X 方向施加不同大小水平外力(由力传感器测得其大小),同时对应记录 X 通道线圈电流值(由钳表测得),对所得力与电流数据进行线性拟合即可得到电流刚度 k_i ;通过调整悬浮参考位置,将 Y 通道位移 y 以 $1\mu\text{m}$ 为间隔由 $-5\mu\text{m}$ 逐渐增加到 $+5\mu\text{m}$,同时对应记录 Y 通道线圈电流值 i_y ,结合已测得的 k_i ,由下式即可拟合得到位移刚度 k_x ,其中 G 为转子自重。

$$k_x y + k_i i_y = G \quad (10)$$

将图 4 中位移幅值 A_1 和相位 φ_1 的实验值代入式(9),得到不同转速下位移刚度 k_x 和电流刚度 k_i 大小,如图 5 所示。由图 5 可见,位移刚度 k_x 和电流刚度 k_i 均小于直接法辨识结果,且随转速的增加而减小,这是因为在离心力作用下,转子内径随转速的增加而增大^[1,19],即磁轴承工作气隙长度随转速的增加而增大,而 k_x 和 k_i 随气隙长度的增加而减小。外转子型磁轴承系统转子内径较大(本文实验系统为 200mm), k_x 和 k_i 随转速的增加而下降明显,这也正是图 4 中 A_1 理论值小于实验值且误差随转速的增加而增大的原因。通

常,采用静态悬浮时测得的 k_x 和 k_i 作为控制器设计或调整的依据,对于内径较大的外转子型磁轴承这必将引起较大的设计误差。采用本文方法可较为精确地辨识一定转速范围内磁轴承的位移刚度 k_x 和电流刚度 k_i ,有利于提高控制器设计精度。

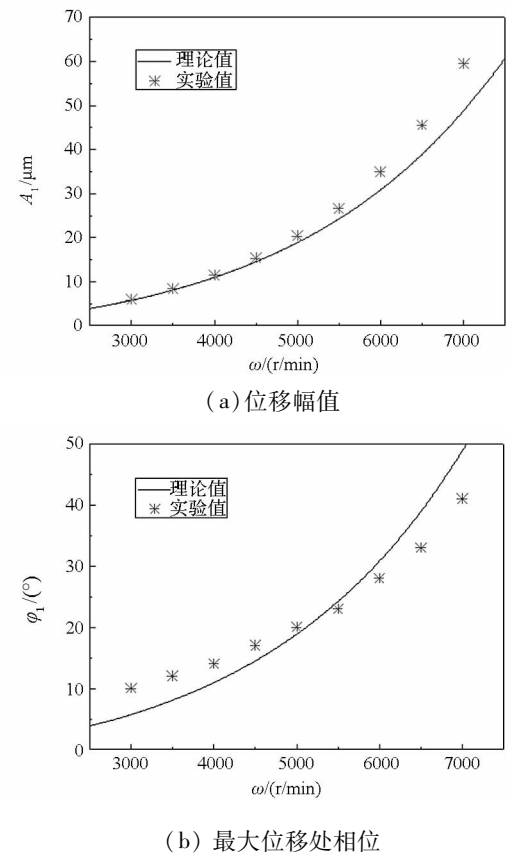


图4 转子位移幅值及最大位移处相位

Fig. 4 Amplitude of rotor translation displacement and phase of the point with a maximal displacement

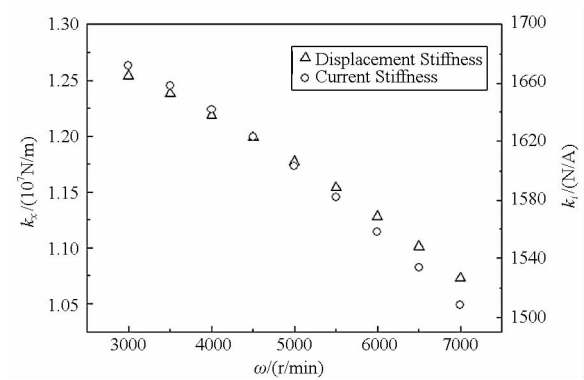


Fig. 5 Identified results of displacement stiffness and current stiffness for different rotational speed

事实上,动平衡校正后的转子总有一定的残余不平衡量,若参数辨识时所加实验配重质量太小,则由残余不平衡量引起的误差较大;若实验配

重质量太大,转子很难加速到比较高的转速。此外,低速时动平衡仪测速的相对误差较大,导致相位测量精度下降,因此参数辨识可利用的转速范围有限。低速时的 k_x 和 k_i 可近似采用直接法辨识结果,高速时可采用数据拟合外推的方法近似得到,或减小实验配重质量,但这将导致辨识精度的下降。

6 结论

基于在线动平衡的磁轴承参数辨识方法,可较为精确地辨识一定转速范围内的磁轴承位移刚度和电流刚度,辨识结果可用于精确的磁轴承控制器设计当中,该方法不仅操作简便,便于工程应用,而且辨识工况更贴近系统实际工作状态。尽管本文理论推导及方法介绍以外转子型磁悬浮系统为例,但所用公式及理论并非外转子型系统特有,即基于在线动平衡的磁轴承参数辨识方法同样适用于内转子型系统。

内径较大的外转子型磁悬浮系统磁轴承位移刚度和电流刚度随转速的增加而下降明显。对于本文实验系统,转速7000r/min时,位移刚度和电流刚度分别为 $1.07 \times 10^7 \text{N/m}$ 和 1508N/A ,下降为静态悬浮(即 $\omega = 0$)时的82%和88%。

参考文献 (References)

[1] Martin G, Torsten R, Frank W. A contribution on the investigation of the dynamic behavior of rotating shafts with a hybrid magnetic bearing concept (HMBC) for blower application[J]. Nuclear Engineering and Design, 2010, 240 (10) : 2436 – 2442.

[2] Kimman M H, Langen H H, Munnig Schmidt R H. A miniature milling spindle with active magnetic bearings [J]. Mechatronics, 2010, 20(2) : 224 – 235.

[3] Adam P. Analytical modeling of active magnetic bearing geometry [J]. Applied Mathematical Modelling, 2010, 34 (12) : 3805 – 3816.

[4] Park T, Kanemitsu Y, Kijimoto S. Evaluation of identification method of the fluid/structure interaction forces in turbo machine levitated by active magnetic bearings[C]//Proceedings of 9th International Symposium on Magnetic Bearings, USA: University of Kentucky, 2004.

[5] Kim S J, Lee C. On-line Identification of current and position stiffness by LMS algorithm in active magnetic bearing system equipped with force transducers[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1999, 13(5) : 681 – 690.

[6] Han B C. Modeling and analysis of novel integrated radial hybrid magnetic bearing for magnetic bearing reaction wheel [J]. Chinese Journal of Mechanical. Engineering, 2010, 23 (5) : 655 – 662.

[7] 吴国庆,周井玲,汪希平,等. 电磁轴承系统的位移刚度和电流刚度特性研究[J]. 机械强度, 2009, 31(5) : 727 – 730.

- WU Guoqing, ZHOU Jingling, WANG Xiping, et al. Research of the current and displacement stiffness characteristic of AMB system[J]. Journal of Mechanical Strength, 2009, 31(5): 727–730. (in Chinese)
- [8] Hou E Y, Liu K. Calculation of leakage coefficient for hybrid magnetic bearing [J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 15: 17–23.
- [9] Sun J J, Fang J C. A novel structure of permanent magnet biased radial hybrid magnetic bearing [J]. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 2011, 232(2): 202–208.
- [10] Xu Y L, Dun Y Q, Wang X H, et al. Analysis of hybrid magnetic bearing with a permanent magnet in the rotor by FEM[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2006, 42(4): 1363–1366.
- [11] 房建成, 王鹏. 控制力矩陀螺用磁轴承磁力参数的辨识[J]. 中国惯性技术学报, 2007, 15(2): 221–224.
FANG Jiancheng, WANG Peng. Identification of magnetic parameters for magnetic bearings in control moment gyroscope (CMG)[J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2007, 15(2): 221–224. (in Chinese)
- [12] 王晓光, 高长生. 磁力轴承刚度的实验测量方法[J]. 中国机械工程, 2010, 21(8): 888–892.
WANG Xiaoguang, GAO Changsheng. Measurement method of stiffness for magnetic bearings [J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(8): 888–892. (in Chinese)
- [13] Fang J C, Sun J J, Xu Y L, et al. A new structure for permanent-magnet-biased axial hybrid magnetic bearings[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2009, 45(12): 5319–5325.
- [14] 刘小静, 胡业发, 张薇薇, 等. 磁悬浮系统结构静刚度与结构动刚度测量实验[J]. 中国机械工程, 2010, 21(8): 908–911.
- LIU Xiaojing, HU Yefa, ZHANG Weiwei, et al. Measuring experiments on construction static and dynamic stiffness of magnetic suspension system [J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(8): 908–911. (in Chinese)
- [15] 白金刚, 张小章, 张凯, 等. 磁悬浮储能飞轮系统中的磁轴承参数辨识[J]. 清华大学学报, 2008, 48(3): 382–385.
BAI Jingang, ZHANG Xiaozhang, ZHANG Kai, et al. Parameter identification for active magnetic bearings in energy storage flywheel[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2008, 48(3): 382–385. (in Chinese)
- [16] 杨作兴, 赵雷, 赵鸿宾. 电磁轴承动刚度的自动测量[J]. 机械工程学报, 2001, 37(3): 25–29.
YANG Zuoxing, ZHAO Lei, ZHAO Hongbin. Automatic measurement of dynamic stiffness for active magnetic bearings [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(3): 25–29. (in Chinese)
- [17] 韩辅君, 房建成. 磁悬浮飞轮转子系统的现场动平衡方法[J]. 航空学报, 2010, 31(1): 184–190.
HAN Fujun, FANG Jiancheng. Field balancing method for rotor system of a magnetic suspending flywheel [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2010, 31(1): 184–190. (in Chinese)
- [18] 王汉英, 张再实, 徐锡林. 转子平衡技术与平衡机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1978: 88–90.
WANG Hanying, ZHANG Zaishi, XU Xilin. Rotor balancing technology and machine[M]. Beijing: China Machine Press, 1978: 88–90. (in Chinese)
- [19] Schweitzer G, Bleuler H, Traxler A. Active magnetic bearings-basics, properties and application of Active magnetic bearing [M]. ETH, Switzerland: Hochschulverlag AG, 1994: 117–123.