

弹性箔片轴承-盘式永磁电机转子系统轴向冲击响应*

程文杰^{1,2†} 李维¹ 钟斌³ 樊红卫³ 肖玲¹ 刘刚¹ 李明¹

(1.西安科技大学 理学院,西安 710054) (2.西安科技大学 机械工程博士后科研流动站,西安 710054)

(3.西安科技大学 机械学院,西安 710054)

摘要 轴向磁通永磁(Axial Flux Permanent Magnet, AFPM)电机在给转子输出周向电磁转矩的同时,还作为一种“磁轴承”,与弹性箔片轴承(Gas Foil Bearings, GFBs)并联工作.当GFBs支承的单定子单转子AFPM电机转速发生突变时(如加、减速),叶轮或者透平会产生一个瞬时轴向力.为揭示此轴向冲击对转子系统振动的影响机理,针对采用2个径向GFBs和1个轴向GFB支承的单定子单转子AFPM电机,建立了系统的刚性转子动力学方程,计入了永磁体的轴向吸力、径向回复力以及轴向GFB的推力对转子振动的影响.计算显示:轴向冲击对横向振动的影响非常小,箔片结构刚度的非线性效应会对转子振荡幅值和时间均产生影响,永磁体的负刚度绝对值越大,轴向振幅越大.在设计时,要注意永磁轴承刚度、箔片结构刚度和结构阻尼的合理匹配,以保证转子在轴向冲击下的轴向振荡时间和振幅均不超过允许值.

关键词 转子动力学, 盘式永磁电机, 弹性箔片轴承, 轴向冲击

DOI: 10.6052/1672-6553-2018-059

引言

AFPM电机通常用于低速、大扭矩领域,如船用、车用发动机^[1-3].鉴于AFPM电机转子轴向尺寸短,具有自冷却效果,当其应用于高速时,会具有更高的转矩密度、更佳的散热能力和更紧凑的结构.采用新型非晶合金材料代替常规硅钢,能有效降低电机铁耗^[4,5].随着非晶合金等新型超薄软磁材料的发展,高速AFPM电机已经逐渐引起了人们的关注^[6].文献[6]设计了一台高速AFPM电机,工作转速18 000rpm,功率4kW,整机效率90%,用于废气能量回收.文献[7,8]开发了一台设计转速1 000 000rpm的两相供电超高速AFPM电机,并进行了32 000rpm的试验验证.AFPM电机是一种本质意义上的三维电磁结构^[9].考虑到盘的振动和定转子间磁吸力的影响,AFPM电机的轴向气隙厚度一般较大,当转子偏心时会形成非均匀的气隙,气隙磁密与气隙厚度的关系呈非线性^[10,11].文献[12]研究了轴向磁化永磁斥力轴承的刚度,建立了永磁刚度矩

阵.求解GFBs-转子系统在时域中的响应较困难且非常耗时,因为它不仅涉及到三类方程(转子动力学方程、气膜雷诺方程、箔片结构方程)的耦合,而且GFBs的动态气膜压力与轴颈的扰动频率相关.为了加快仿真时间,Hassini和Arghir^[13-15]提出用二阶有理函数来估算轴承的非线性气膜力.另一种处理方法则是放弃刚度和阻尼的概念,将箔片结构方程带进气膜雷诺方程进行迭代计算,直接求解轴承的气膜力.此法虽然完全计入了轴承气膜力的非线性项,但是在预测GFBs-转子系统动力学行为时,又需要将上面两个方程与转子动力学方程进行反复迭代^[16],增加了计算量.鉴于此,Bonello和Pham^[17-19]放弃了这种迭代思路,提出了一种“同时求解”策略,即采用某种数学变换将原方程组写成状态方程形式,然后利用矢量技术求解时域或频域内的响应.事实上,为进一步地减轻计算负担,人们引入了一些假设(对转子、气膜、箔片之间相互作用的动力学本质进行折衷),提出了刻画轴承气膜力的经验模型.文献[20,21]研究了径向磁通电机转

2018-05-18收到第1稿,2018-06-07收到修改稿.

*国家自然科学基金资助项目(51705413,51705416,51605380,11502196,11372245),中国博士后资助项目(2017M613291XB,2016M602842,2015M580865),2016年陕西省大学生创新创业训练计划项目(201610704047),陕西省教育厅资助项目(16JK1494,15JK1483),西安科技大学博士启动金(2017QDJ013).

† 通讯作者 E-mail: cwj20070807@163.com

子系统的耦合振动。

目前关于 GFBs 支承的 AFPM 电机转子系统振动的研究较少,对于该类型的电机,转子在输出周向电磁转矩的同时,还作为一种“磁轴承”,与 GFBs 并联工作,这种“附加轴承”效应会对转子轴向、横向振动产生影响.迄今为止,关于 AFPM 电机转子“附加轴承”效应的研究还鲜见报道.因此,本文将采用轴承刚度来描述该“附加轴承”效应,建立 GFBs-AFPM 电机转子系统动力学模型,分析转子受轴向冲击时,轴向 GFBs 以及 AFPM 电机的“附加轴承”刚度对系统瞬态响应的影响规律。

1 箔片轴承支承的高速 AFPM 电机

AFPM 电机将永磁体放置于转子盘上,使得转子轴向长度大大缩短,径向尺寸略增大,如图 1 所示.另外,高速旋转的转子盘相当于一个离心风扇,可实现电机的自冷却.以上特点使得 AFPM 电机具有更高的转矩密度、更佳的散热能力和更紧凑的结构.对于那些对空间有严格要求的驱动系统,如燃料电池汽车发动机、飞机发动机、飞机空气循环系统等,AFPM 电机将是更好的选择。

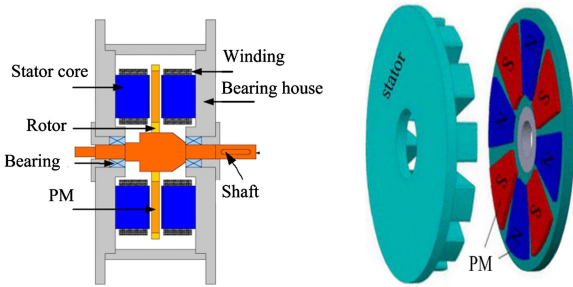


图 1 GFBs 支承的单定子单转子 AFPM 电机结构

Fig.1 Single stator-single rotor AFPM motor supported by GFBs

2 刚性转子动力学方程

为简化计算,特做如下假设:

(a) 推力轴承、径向轴承和永磁轴承对转子动力学的影响用刚度和阻尼系数描述,不计入推力轴承在水平、竖直方向上的交叉刚度和交叉阻尼;

(b) 推力盘在轴向振动和偏转时,也会感应出电涡流,产生涡流阻尼,由于该涡流阻尼较小,可以忽略;

(c) 不考虑气膜温度对轴承、永磁体性能产生的影响;

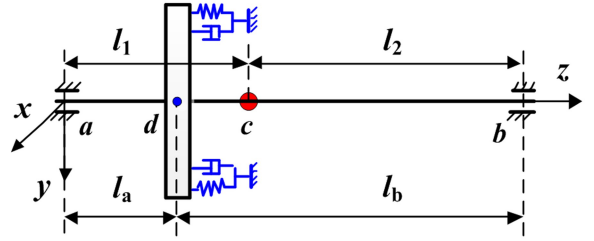


图 2 不对称刚性转子系统

Fig.2 Asymmetric rigid rotor system

气体动压轴承支承下的刚性转子可等效成图 2 所示的形式,转子长度为 l ,转子质心 c 点距两端支承点距离分别为 l_1 和 l_2 ,推力盘中心 d 点距两端支承点距离分别为 l_a 和 l_b ,转子左端(a 端)和右端(b 端)两轴承支承处的动态位移依次为 x_1, y_1, x_2, y_2 .如果不考虑推力盘上的磁吸力和轴承推力,仅仅考虑径向 GFBs 对转子振动的影响,则转子运动微分方程的矩阵形式如下:

$$M\ddot{X} + D\dot{X} + KX = F \quad (1)$$

其中,

$$M = \begin{bmatrix} ml_2/l & ml_1/l & 0 & 0 \\ 0 & 0 & ml_2/l & ml_2/l \\ 0 & 0 & -J_x/l & J_x/l \\ -J_y/l & J_y/l & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$D_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\omega J_z/l & \omega J_z/l & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \omega J_z/l & -\omega J_z/l \end{bmatrix},$$

$$D_1 = \begin{bmatrix} d_{xx}^a & d_{xx}^b & d_{xy}^a & d_{xy}^b \\ d_{yx}^a & d_{yx}^b & d_{yy}^a & d_{yy}^b \\ -l_1 d_{yx}^a & l_2 d_{yx}^b & -l_1 d_{yy}^a & l_2 d_{yy}^b \\ -l_1 d_{xx}^a & l_2 d_{xx}^b & -l_1 d_{xy}^a & l_2 d_{xy}^b \end{bmatrix},$$

$$K = \begin{bmatrix} k_{xx}^a & k_{xx}^b & k_{xy}^a & k_{xy}^b \\ k_{yx}^a & k_{yx}^b & k_{yy}^a & k_{yy}^b \\ -l_1 k_{yx}^a & l_2 k_{yx}^b & -l_1 k_{yy}^a & l_2 k_{yy}^b \\ -l_1 k_{xx}^a & l_2 k_{xx}^b & -l_1 k_{xy}^a & l_2 k_{xy}^b \end{bmatrix},$$

$$F = \begin{bmatrix} me\omega^2 \cos(\omega t) \\ me\omega^2 \sin(\omega t) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$X = [x_1, x_2, y_1, y_2]^T$, 式中, m 为转子质量, e 为

质心的偏心距, J_x 、 J_y 和 J_z 为转子绕 x 、 y 、 z 轴的转动惯量, ω 为转子旋转角速度, D_1 为轴承气膜阻尼矩阵, D_2 为陀螺效应阻尼矩阵, 总阻尼矩阵 $D = D_1 + D_2$; K 为轴承气膜刚度矩阵, 上角标 a 、 b 分别表示转子 a 端和 b 端的参数。

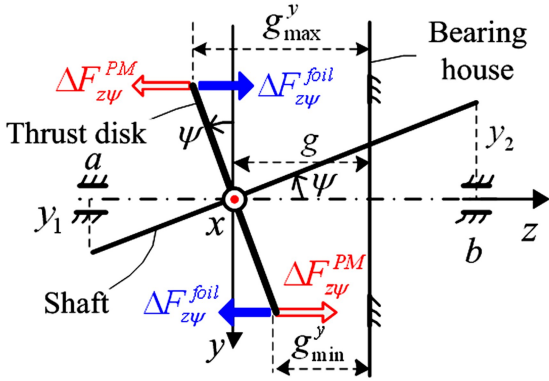
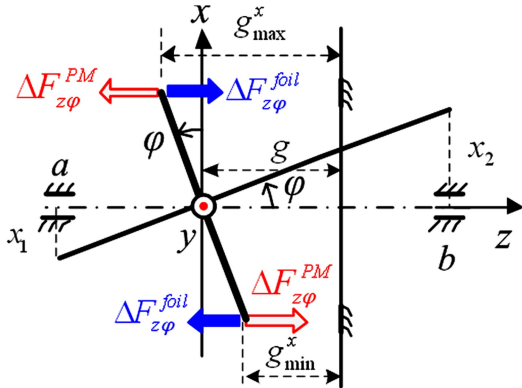
(a) 绕 x 轴偏转(a) Rotation around x axis(b) 推力盘绕 y 轴偏转(b) Rotation around y axis

图3 推力盘偏转时引起的附加轴承力

Fig.3 Additional bearing force caused by the deflection of the thrust disk

由图3(a)所示,当盘绕 x 轴逆时针转 ψ 角时,轴向间隙在 $-y$ 方向增大,使得磁吸力减小,轴承推力增量沿 $+z$ 方向;而在 $+y$ 方向减小,使得磁吸力增大,轴承推力增量沿 $-z$ 方向。磁吸力的改变量 $\Delta F_{z\psi}^{PM}$ (上角标 PM 表示是磁吸力,下角标表示是由盘偏转 ψ 角时引起的 z 方向的力,以下变量的角标都可类似解释,不再赘述) 和其引起的附加力偶矩 $\Delta M_{x\psi}^{PM}$ (下角标表示是由盘偏转 ψ 角时,引起绕 x 转动的力偶) 定义如下:

$$\begin{cases} \Delta F_{z\psi}^{PM} = [k_z^{PM}(g_{\max}^y) - k_z^{PM}(g_{\min}^y)] R_d \psi \\ \Delta M_{x\psi}^{PM} = [-k_z^{PM}(g_{\max}^y) - k_z^{PM}(g_{\min}^y)] R_d^2 \psi \end{cases} \quad (2)$$

由图3(a)可以看到,因盘偏转产生的磁吸力变化现象会进一步加剧盘的偏转,而轴承的推力会纠正盘的偏转。式(2)中 k_z^{PM} 为磁吸力在 z 方向的刚度,当盘的半径 R_d 较小时, g_{\max}^y 为最大轴向间隙(上角标 y 表示气隙厚度沿 y 方向发生变化,下角标 max 表示最大气隙厚度), g_{\min}^y 为最小轴向间隙。轴承推力的改变量 $\Delta F_{z\psi}^{foil}$ 和其引起的附加力偶矩 $\Delta M_{x\psi}^{foil}$ 定义如下:

$$\begin{cases} \Delta F_{z\psi}^{foil} = [k_z^{foil}(g_{\max}^y) - k_z^{PM}(g_{\min}^y)] R_d \psi + [d_z^{foil}(g_{\max}^y) - d_z^{foil}(g_{\min}^y)] R_d \\ \Delta M_{x\psi}^{foil} = -[k_z^{foil}(g_{\max}^y) + k_z^{foil}(g_{\min}^y)] R_d^2 \psi - [d_z^{foil}(g_{\max}^y) + d_z^{foil}(g_{\min}^y)] R_d^2 \psi \end{cases} \quad (3)$$

由于径向轴承的振动量 y_1 和 y_2 相对于转子长度 l 非常小,所以有:

$$\psi \approx \sin \psi = \frac{y_2 - y_1}{l} \quad (4)$$

$$\text{且 } g_{\min}^y = g - R_d \psi; g_{\max}^y = g + R_d \psi.$$

与图3(a)类似,当转子发生图3(b)所示的翻转时,磁吸力的改变量 $\Delta F_{z\phi}^{PM}$ 和其引起的附加力偶矩 $\Delta M_{y\phi}^{PM}$ 如下:

$$\begin{cases} \Delta F_{z\phi}^{PM} = [k_z^{PM}(g_{\max}^x) - k_z^{PM}(g_{\min}^x)] R_d \phi \\ \Delta M_{y\phi}^{PM} = [-k_z^{PM}(g_{\max}^x) - k_z^{PM}(g_{\min}^x)] R_d^2 \phi \end{cases} \quad (5)$$

轴承推力的改变量 $\Delta F_{z\phi}^{foil}$ 和其引起的附加力偶矩 $\Delta M_{y\phi}^{foil}$ 表达式如下:

$$\begin{cases} \Delta F_{z\phi}^{foil} = [k_z^{foil}(g_{\max}^x) - k_z^{foil}(g_{\min}^x)] R_d \phi + [d_z^{foil}(g_{\max}^x) - d_z^{foil}(g_{\min}^x)] R_d \phi \\ \Delta M_{y\phi}^{foil} = -[k_z^{foil}(g_{\max}^x) + k_z^{foil}(g_{\min}^x)] R_d^2 \phi - [d_z^{foil}(g_{\max}^x) + d_z^{foil}(g_{\min}^x)] R_d^2 \phi \end{cases} \quad (6)$$

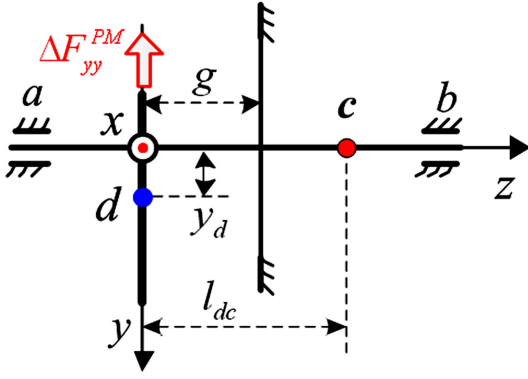
另外,有:

$$\phi \approx \sin \phi = \frac{x_2 - x_1}{l} \quad (7)$$

$$\text{且 } g_{\min}^x = g - R_d \phi; g_{\max}^x = g + R_d \phi.$$

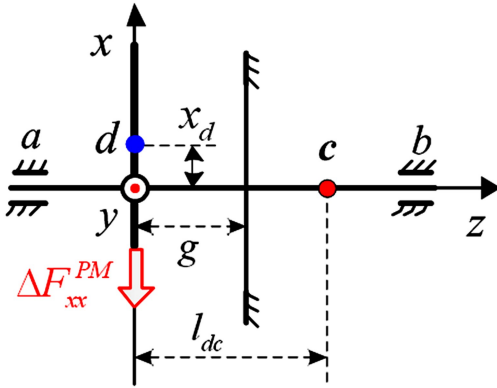
当盘发生横向移动时,永磁体会产生回复力阻碍这种运动。如图4(a)所示,当盘心 d 朝 $+y$ 方向移动 y_d 时,永磁体产生的回复力 ΔF_{yy}^{PM} 朝 $-y$ 方向,同时该力对质心 c 有一个弯矩 $\Delta m_x(\vec{F}_{yy}^{PM})$, 表达式为:

$$\begin{cases} \Delta F_{yy}^{PM} = -k_{yy}^{PM} y_d \\ \Delta m_x(\vec{F}_{yy}^{PM}) = -k_{yy}^{PM} y_d l_{dc} \end{cases} \quad (8)$$



(a) 沿 y 轴平移

(a) Translation along y axis



(b) 沿 x 轴平移

(b) Translation along x axis

图4 推力盘平行涡动时引起的附加轴承力

Fig.4 Additional bearing force caused by the parallel vortex of the thrust disk

如图4(b)所示,当盘心 d 朝 $+x$ 方向移动 x_d 时,永磁体产生的回复力 ΔF_{xx}^{PM} 朝 $-x$ 方向,同时该力对质心 c 有一个弯矩 $\Delta m_y(\vec{F}_{xx}^{PM})$,表达式为:

$$\begin{cases} \Delta F_{xx}^{PM} = -k_{xx}^{PM} x_d \\ \Delta m_y(\vec{F}_{xx}^{PM}) = k_{xx}^{PM} x_d l_{dc} \end{cases} \quad (9)$$

其中, ΔF_{yy}^{PM} 表示推力盘在 y 方向的位移引起 y 方向的力.另根据几何条件有:

$$\begin{cases} x_d = h_1 x_1 + h_2 x_2 \\ y_d = h_1 y_1 + h_2 y_2 \end{cases} \quad (10)$$

其中, $h_1 = l_b/l$, $h_2 = l_a/l$.

当计入推力盘偏转效应和平行涡动效应后,则式(1)所示的转子横向振动微分方程如式(11)所

示,其中各矩阵的元素将会发生变化,具体如附录A所示.

$$M\ddot{X} + (D_1 + D_2 + D_3)\dot{X} + (K_1 + K_2)X = F \quad (11)$$

转子轴向振动微分方程如式(12)所示:

$$m\ddot{z}_c + k_{zz}^{PM} z_c + k_{zz}^{foil} z_c + d_{zz}^{foil} \dot{z}_c + (k_1 + k_2) R_d \psi + (k_3 + k_4) R_d \varphi + d_1 R_d \dot{\psi} + d_2 R_d \dot{\varphi} = 0 \quad (12)$$

其中,

$$k_1 = [k_z^{PM}(g_{\max}^y) - k_z^{PM}(g_{\min}^y)];$$

$$k_2 = [k_z^{foil}(g_{\max}^y) - k_z^{foil}(g_{\min}^y)];$$

$$d_1 = [d_z^{foil}(g_{\max}^y) - d_z^{foil}(g_{\min}^y)];$$

$$k_3 = [k_z^{PM}(g_{\max}^x) - k_z^{PM}(g_{\min}^x)];$$

$$k_4 = [k_z^{foil}(g_{\max}^x) - k_z^{foil}(g_{\min}^x)];$$

$$d_2 = [d_z^{foil}(g_{\max}^x) - d_z^{foil}(g_{\min}^x)].$$

由于箔片轴承的工作振幅比较小(微米级别),而永磁吸力对这种级别的位移变化不是特别敏感,所以在计算中可以视永磁轴承的刚度为常数,即 $k_z^{PM}(g_{\max}^y) \approx k_z^{PM}(g_{\min}^y) \approx k_z^{PM}(g)$,于是式(12)可以简化为:

$$m\ddot{z}_c + k_{zz}^{PM} z_c + k_{zz}^{foil} z_c + d_{zz}^{foil} \dot{z}_c = 0 \quad (13)$$

3 算例

根据小位移假设,与即盘的轴向振动、偏转和轴颈的横向振动对径向轴承和轴向轴承稳态工作点的影响可以忽略,在计算中,径向轴承、推力轴承的气膜刚度和阻尼以及永磁轴承的刚度可以近似为不变.如果计入箔片的非线性结构刚度效应,则箔片轴承的等效刚度和等效阻尼分别为:

$$k_{eff0} = \frac{k_{air} k_{foil}}{k_{air} + k_{foil}} \quad (14)$$

$$d_{eff0} = \frac{k_{air} d_{foil}}{k_{air} + k_{foil}} \quad (15)$$

上式中的 k_{eff0} 和 d_{eff0} 分别是轴颈无涡动时,箔片轴承的等效刚度、阻尼,角标 air 代表气膜参数,角标 $foil$ 代表箔片结构参数.实际中的轴颈一般出现同步涡动,量纲分析表明当轴颈的涡动频率 $\omega \rightarrow \infty$ 时, k_{eff0} 和 d_{eff0} 趋近于同步涡动时的等效刚度和阻尼.

轴承-转子系统动力学方程中各参数如表1所示,其中气膜的刚度和阻尼系数选取的是对应的箔片轴承为刚性表面情形下的参数.箔片的结构刚度用二次函数描述,为 $k_{foil-xx} = k_{foil-yy} = k_{foil-zz} = k_0 + k_1 y + k_2 y^2$,径

向箔片的结构阻尼记为 $d_{foil_{xx}} = d_{foil_{yy}}$, 轴向箔片的结构阻尼记为 $d_{foil_{zz}}$.

表 1 表 1 轴承-转子系统参数

Table 1 Parameters of the bearing-rotor system

parameter	value	parameter	value
m	1.2kg	$k_{air_{yx}}$	4.91×10^5 N/m
l_1	70mm	$k_{air_{yy}}$	7.61×10^5 N/m
l_a	30mm	$k_{pm_{xx}}$	1.00×10^5 N/m
f	1500Hz	$k_{pm_{yy}}$	1.00×10^5 N/m
e	5 μ m	$k_{pm_{zz}}$	-6.25×10^5 N/m
$J_x = J_y$	3.50×10^{-4} kgm ²	$k_{pm_{yx}} = k_{pm_{xy}}$	0
l	170mm	$d_{air_{xx}}$	93.94 Ns/m
R_d	20mm	$d_{air_{xy}}$	44.39 Ns/m
J_z	1.64×10^{-4} kgm ²	$d_{air_{yx}}$	-52.37 Ns/m
$k_{air_{xx}} = k_{air_{zz}}$	7.56×10^5 N/m	$d_{air_{yy}}$	106.78 Ns/m
$k_{air_{xy}}$	-1.74 $\times 10^5$ N/m		

4 结果分析

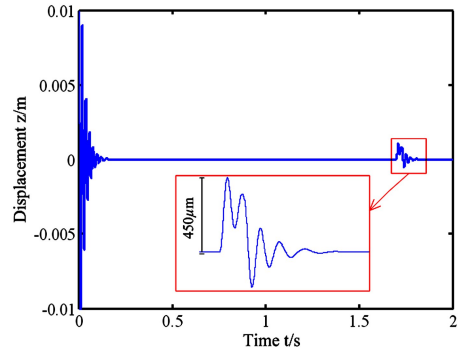
当 $k_0 = 5 \times 10^6, k_1 = -5 \times 10^9, k_2 = 2 \times 10^{14}$, 表明箔片具有变化的结构刚度, $d_{foil_{xx}} = d_{foil_{yy}} = 350$ Ns/m, $d_{foil_{zz}} = 100$ Ns/m. 转子只在 1.7s 受到一个 30N, 作用时间 0.03s 的轴向冲击力.

将式(11)和式(13)联立, 写成状态方程的形式, 给定初始条件后, 通过龙格库塔法进行迭代求解, 结果如图 5 所示. 图 5(a) 为转子轴向位移 z 的响应曲线, z 在 0.2s 后就达到稳定值零, 这是因为轴向方向无恒定的激励源, 在 1.7 时受轴向冲击的影响, 出现波动, 峰值达到 450 μ m, 0.15s 后又趋于零.

为了考察轴向冲击是否对横向振动产生影响, 做出了转子 a 端的位移 x_1 随时间的响应曲线, 如图 5(b) 所示. x_1 在 1.5s 时才趋于稳定值(幅值 5 μ m), 在 1.7s 后 x_1 随时间并没有明显的变化, 说明轴向冲击对横向振动的影响非常小. 图 5(c) 显示了转子最终处于稳态时的轴心轨迹, 可见两支承处的横向振动幅值均小于 10 μ m.

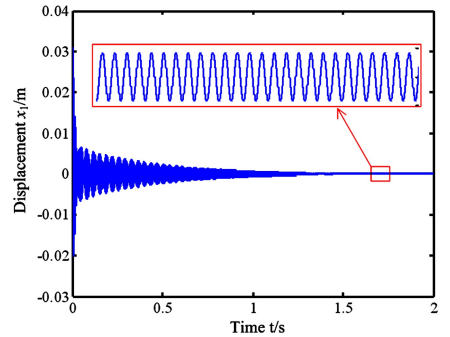
当 $k_0 = 6 \times 10^6, k_1 = 0, k_2 = 0$ (表明箔片具有恒定的结构刚度), 其它条件不变, 仍然施加一样的轴向冲击力, 计算结果如图 6 所示. 图 6(a) 所示, 受到冲击作用影响, 转子轴向位移 z 在 1.7s 后振幅突然增大, 峰值约为 1000 μ m, 在 0.12s 后又趋于零. 相对于变结构刚度箔片, 恒定结构刚度箔片在常数项上大, 但是随着位移的增大, 变结构刚度箔片的刚度

会远大于恒定结构刚度箔片的刚度(即前者会变得非常硬), 因为箔片越硬, 等效刚度越大, 因此转子振幅会减小(450 μ m < 1000 μ m).



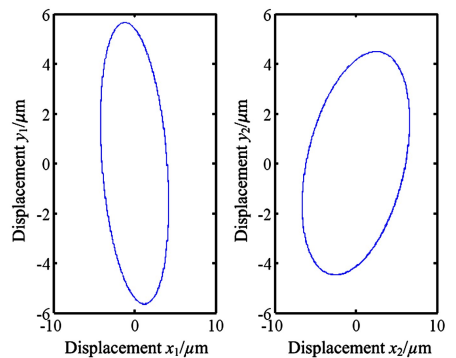
(a) 转子 z 方向位移

(a) Displacement along z axis of the rotor



(b) 转子 a 端 x 方向位移

(b) Displacement along x axis of the rotor a end



(c) 转子稳态轴心轨迹

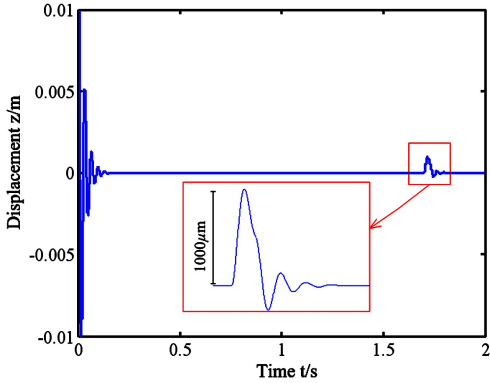
(c) Rotor steady axis trajectory

图 5 具有变结构刚度箔片转子系统的瞬态响应

Fig.5 Transient response of the rotor system with variable structure stiffness foil

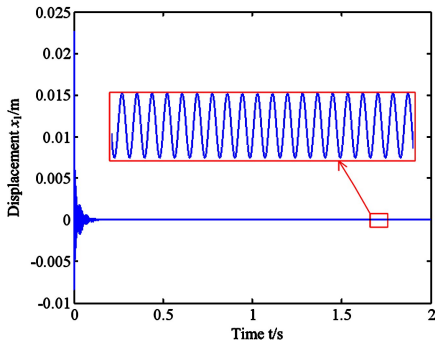
相对于图 5(b), 图 6(b) 显示转子 a 端的位移 x_1 收敛非常快, 在 0.15s 后即达到稳态. 与图 5(b) 类似, 图 6(b) 中也没有轴向冲击对位移 x_1 有明显影响的痕迹. 这说明, 不管是轴向箔片刚度是可变还是不可变, 轴向冲击只对转子轴向振动有影响, 对横向振动几乎无影响. 最终的轴心轨迹如图 6

(c)所示。



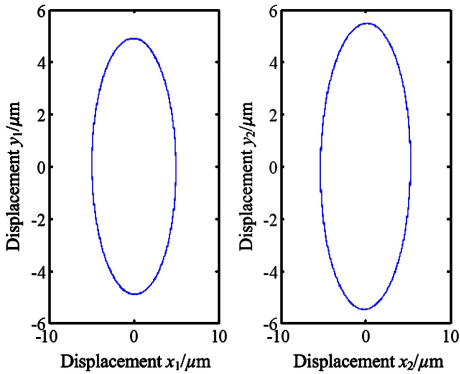
(a) 转子 z 方向位移

(a) Displacement along z axis of the rotor



(b) 转子 a 端 x 方向位移

(b) Displacement along x axis of the rotor a end



(c) 转子稳态轴心轨迹

(c) Rotor steady axis trajectory

图6 具有恒定结构刚度箔片转子系统的瞬态响应

Fig.6 Transient response of the rotor system with constant structure stiffness foil

对比以上两种箔片的计算结果发现,轴向冲击对横向振动的影响均非常小。刚度箔片,随着位移增大,箔片越硬,等效刚度越大,因此转子振幅会这是因为轴向冲击力作用在转子的轴线上,主要引起推力盘的轴向位移,而不会造成推力盘的大幅偏转,进而也就不会显著地对横向振动产生影响。对

于变结构减小,但是等效阻尼会减小,所以转子振荡时间会加长。因此在设计时,要注意箔片结构刚度和结构阻尼的合理匹配,以保证转子在轴向冲击下的轴向振荡时间和振幅均不超过允许值。

当 $k_0 = 5 \times 10^6$, $k_1 = -5 \times 10^9$, $k_2 = 2 \times 10^{14}$, $k_{pm_zz} = -7.3 \times 10^5 \text{ N/m}$, 即将永磁轴承的负刚度绝对值增大,计算结果如图8所示,可见转子轴向位移 z 在 1.7s 后振幅突然增大,峰值接近 $1000 \mu\text{m}$, 在 0.15s 后又趋于零。这个振幅已经远远超出了轴向箔片轴承的正常工作间隙,而且对永磁轴承的刚度的影响是不能忽略的。计算表明,永磁体的负刚度绝对值超过 $7.3 \times 10^5 \text{ N/m}$ 时,轴向振幅会发散,但实际的推力盘两端都有轴向箔片轴承约束,这说明永磁体的负刚度绝对值过大时,推力盘会撞到箔片轴承。在设计箔片轴承-盘式永磁电机转子系统时,需要综合考虑永磁轴承刚度和箔片轴承刚度,阻尼之间的匹配。

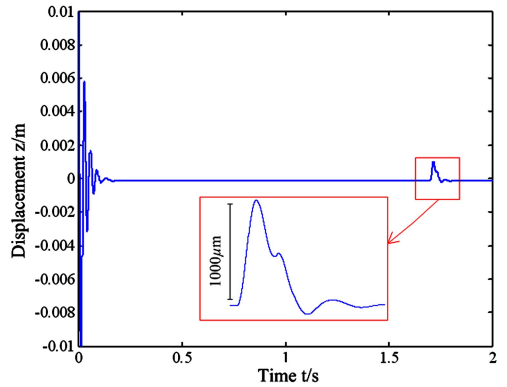


图7 永磁轴承负刚度增大时转子 z 方向位移

Fig.7 Displacement along z axis of the rotor with a large PM bearing stiffness

5 结论

1) 当转子受到一个作用时间 0.03s, 30N 的轴向冲击力时,计算发现轴向冲击对横向振动的影响非常小。这是因为轴向冲击力作用在转子的轴线上,主要引起推力盘的轴向位移,而不会造成推力盘的大幅偏转,进而也就不会显著地对横向振动产生影响。

2) 对于变结构刚度箔片,转子的轴向位移和水平位移趋于稳定的计算时间分别需要 0.2s 和 1.5s。轴向冲击时,轴向位移的峰值达到 $450 \mu\text{m}$, 0.15s 后又趋于零;对于恒定结构刚度箔片,转子的轴向位

移和水平位移趋于稳定的计算时间分别需要 0.2s 和 0.15s, 轴向冲击时, 轴向位移的峰值达到 1000 μm , 0.12s 后又趋于零。

3) 对于变结构刚度箔片, 随着位移增大, 箔片越硬, 等效刚度越大, 因此转子振幅会减小, 但是等效阻尼会减小, 所以转子振荡时间会略长。因此在设计时, 要注意箔片结构刚度和结构阻尼的合理匹配, 以保证转子在轴向冲击下的轴向震荡时间和振幅均不超过允许值。

4) 永磁体的负刚度绝对值越大, 轴向振幅越大, 当永磁体的负刚度绝对值过大时, 推力盘会撞到箔片轴承。因此在设计箔片轴承-盘式永磁电机转子系统时, 需要综合考虑永磁轴承刚度和箔片轴承刚度, 以及阻尼之间的匹配。

参 考 文 献

- Gerlando A D, Foglia G, Iacchetti M F, et al. Axial flux PM machines with concentrated armature windings: design analysis and test validation of wind energy generators. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2011, 58(9): 3795~3805
- Zhang C, Tseng K J, Zhao G. Comparison of axial flux PM synchronous motor and induction motor by mathematical and finite element analysis. *International Journal of Applied Electromagnetics & Mechanics*, 2011, 37(4): 263~273
- Dong H K, Choi J H, Chang W S. Theoretical analysis and experiments of axial flux pm motors with minimized cogging torque. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2009, 23(2): 335~343
- 朱龙飞, 朱建国, 佟文明等. 非晶合金永磁同步电机空载损耗. *电机与控制学报*, 2015, 19(7): 21~26 (Zhu L F, Zhu J G, Tong W M, et al. Study on no-load losses of permanent magnet synchronous motor with amorphous alloy stator core. *Electric Machines and Control*, 2015, 49(3): 49~55 (in Chinese))
- 佟文明, 朱晓锋, 朱龙飞等. 不同供电方式对非晶合金永磁同步电机铁耗的影响. *电工技术学报*, 2015, 30(10): 115~122 (Tong W M, Zhu X F, Zhu L F, et al. The impact of different supply modes on core losses of amorphous alloy permanent magnet synchronous motor. *Transactions of china electrotechnical society*, 2015, 30(10): 115~122 (in Chinese))
- 佟文明, 次元平. 磁极分段式高速轴向磁通永磁电机转子强度研究. *电机与控制学报*, 2016, 20(6): 68~76 (Tong W M, Chi Y P. Rotor strength of high speed axial flux permanent magnet machine with segmented rotor pole structure. *Electric Machines and Control*, 2016, 20(6): 68~76 (in Chinese))
- Kumar S, Zhao W L, Du Z, et al. Design of ultra-high speed axial flux permanent magnet machine with sinusoidal back-EMF for energy storage application. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2015, 51(11), ID:8113904
- Kumar S, Lipo T A, Kwon B I. A 32000r/min axial flux permanent magnet machine for energy storage with mechanical stress analysis. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2016, 52(7), ID:8205004
- Tiegna H, Amara Y, Barakat G. Study of cogging torque in axial flux permanent magnet machines using an analytical model. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2014, 50(2): 845~848
- Azzouzi J, Barakat G, Dakyo B. Quasi-3-D analytical modeling of the magnetic field of an axial flux permanent-magnet synchronous machine. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 2005, 20(4): 746~752
- Sung S Y, Jeong J H, Park Y S, et al. Improved analytical modeling of axial flux machine with a double-sided permanent magnet rotor and slotless stator based on an analytical method. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2012, 48(11): 2945~2948
- 张钢, 殷庆振, 阮娟等. 轴向磁化永磁轴承的刚度特性分析. *轴承*, 2011(4): 4~8 (Zhang G, Yin Q Z, Ruan J, et al. Analysis on stiffness of permanent magnetic bearing. *Bearing*, 2011(4): 4~8 (in Chinese))
- Hassini M A, Arghir M. A Simplified and consistent nonlinear transient analysis method for gas bearing: extension to flexible rotors. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo, Düsseldorf, Germany, 2014; GT2014-25955
- Hassini M A, Arghir M. A new approach for the stability analysis of rotors supported by gas bearings. In: Proceedings of ASME Turbo Expo, Texas, USA, 2013; GT2013-94802
- Hassini M A, Arghir M. A simplified nonlinear transient analysis method for gas bearings. *Journal of Tribology*, 2012, 134: 011704
- Feng K, Liu W, Zhao X, et al. Nonlinear numerical prediction of a rotor-bearing system using damped flexure pivot tilting pad gas bearings. *Tribology Transactions*, 2016; 1~12

- 17 Pham H M, Bonello P. Efficient techniques for the computation of the nonlinear dynamics of a foil-air bearing rotor system. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo, Texas, USA, 2013; GT2013-94389
- 18 Hai P, Bonello P. Nonlinear dynamic analysis of a turbocharger on foil-air bearings with focus on stability and self-excited vibration. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo, Düsseldorf, Germany, 2014; GT2014-25176
- 19 Bonello P, Pham H M, Joshi D, et al. The efficient computation of the nonlinear dynamic response of a foil-air bearing rotor system. *Journal of Sound & Vibration*, 2014, 333 (15): 3459~3478
- 20 吴慧敏, 贾启芬. 电机定转子刚体模型非线性振动研究. *动力学与控制学报*, 2011, 9(3): 222~226 (Wu H M, Jia Q F. Study on nonlinear vibration of rigid model of generator stator and rotor. *Journal of Dynamics And Control*, 2011, 9(3): 222~226 (in Chinese))
- 21 陈峻峰, 刘昆, 梁文杰等. 磁悬浮飞轮储能系统机电耦合非线性动力学研究. *动力学与控制学报*, 2013, 11(3): 225~234 (Chen J F, Liu K, Liang W J, et al. Study on nonlinear dynamics of electromechanical coupling in flywheel energy storage system based on active magnetic bearings. *Journal of Dynamics and Control*, 2013, 11(3): 225~234 (in Chinese))

AXIAL IMPULSE RESPONSE OF A ROTOR SYSTEM COMPOSED OF GAS FOIL BEARING AND AXIAL FLUX PERMANENT MAGNET MACHINE*

Cheng Wenjie^{1,2†} Li Wei¹ Zhong Bin³ Fan Hongwei³ Xiao Ling¹ Liu Gang¹ Li Ming¹

(1. College of Science, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an 710054, China)

(2. Center for Post-doctoral Studies in Mechanical Engineering, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an 710054, China)

(3. School of Mechanical Engineering, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an 710054, China)

Abstract The axial flux permanent magnet (AFPM) motor serves as a passive magnetic bearing and works in parallel with the gas foil bearings (GFBs), while it outputs a circumferential electromagnetic torque to the rotor system. When the single stator-single rotor AFPM motor supported by GFBs suffers from a sudden change of rotating speed, the impeller or turbine generates a transient axial force acting onto the rotor. To reveal the effect of the axial shock on the vibration of the rotor system, a rigid rotor dynamic model of the single stator-single rotor AFPM motor supported by 2 radial GFBs and 1 axial GFB was established, considering the axial attraction force, radial restoring force of the PM and the thrust of the axial GFB. Results show that the influence of the axial impact on lateral vibration is very small, the nonlinear stiffness of the foil affects both the amplitude and time of rotor oscillation, and the axial amplitude increases with the increase in the absolute value of PM negative stiffness. A reasonable matching among PM stiffness, structural stiffness and damping of the foil is important to ensure that the time and amplitude of rotor oscillation under the axial impact do not exceed the allowable value.

Key words rotor dynamic, AFPM motor, gas foil bearing, axial impact

Received 18 May 2018, revised 7 June 2018.

* The project supported by the National Natural Science Foundation of China (51705413, 51705416, 51605380, 11502196, and 11372245), China Postdoctoral Science Foundation (2017M613291XB, 2016M602842, 2015M580865), Innovation and Entrepreneurship Training Program for College Students in Shaanxi Province in 2016 (201610704047), Shaanxi Provincial Education Department Fund (16JK1494, 15JK1483), and PhD Research Startup foundation of Xi'an University of Science and Technology (2017QDJ013).

† Corresponding author E-mail: cwj20070807@163.com

附录 A

$$M = \begin{bmatrix} ml_2/l & ml_1/l & 0 & 0 \\ 0 & 0 & ml_2/l & ml_2/l \\ 0 & 0 & -J_x/l & J_x/l \\ -J_y/l & J_y/l & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$K_1 = \begin{bmatrix} -k_{xx}^a & -k_{xx}^b & -k_{xy}^a & -k_{xy}^b \\ -k_{yx}^a & -k_{yx}^b & -k_{yy}^a & -k_{yy}^b \\ -l_1 k_{yx}^a & l_2 k_{yx}^b & -l_1 k_{yy}^a & l_2 k_{yy}^b \\ -l_1 k_{xx}^a & l_2 k_{xx}^b & -l_1 k_{xy}^a & l_2 k_{xy}^b \end{bmatrix},$$

$$K_2 = \begin{bmatrix} -h_1 k_{xx}^{PM} & -h_2 k_{xx}^{PM} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -h_1 k_{yy}^{PM} & -h_2 k_{yy}^{PM} \\ 0 & 0 & k_{32} & k_{34} \\ k_{41} & k_{42} & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$D_1 = \begin{bmatrix} -d_{xx}^a & -d_{xx}^b & -d_{xy}^a & -d_{xy}^b \\ -d_{yx}^a & -d_{yx}^b & -d_{yy}^a & -d_{yy}^b \\ -l_1 d_{yx}^a & l_2 d_{yx}^b & -l_1 d_{yy}^a & l_2 d_{yy}^b \\ -l_1 d_{xx}^a & l_2 d_{xx}^b & -l_1 d_{xy}^a & l_2 d_{xy}^b \end{bmatrix},$$

$$D_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\omega J_z/l & \omega J_z/l & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \omega J_z/l & -\omega J_z/l \end{bmatrix},$$

$$D_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -2d_{zz}^{foil} R_d^2/l & 2d_{zz}^{foil} R_d^2/l \\ -2d_{zz}^{foil} R_d^2/l & 2d_{zz}^{foil} R_d^2/l & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$k_{31} = -\frac{2k_{zz}^{PM} R_d^2}{l} - \frac{2k_{zz}^{foil} R_d^2}{l} - k_{yy}^{PM} l_{dc} h_1,$$

$$k_{32} = \frac{2k_{zz}^{PM} R_d^2}{l} + \frac{2k_{zz}^{foil} R_d^2}{l} - k_{yy}^{PM} l_{dc} h_2,$$

$$k_{41} = -\frac{2k_{zz}^{PM} R_d^2}{l} - \frac{2k_{zz}^{foil} R_d^2}{l} - k_{xx}^{PM} l_{dc} h_1,$$

$$k_{42} = \frac{2k_{zz}^{PM} R_d^2}{l} + \frac{2k_{zz}^{foil} R_d^2}{l} + k_{xx}^{PM} l_{dc} h_2.$$

关于停赠纸版期刊和价格变更的通知

尊敬的读者和各界朋友:

遵循服务广大科技工作者,促进科学发展的宗旨,《动力学与控制学报》自2003年创刊至今,一直以开放获取的方式,为广大读者服务。16年来,编辑部通过邮寄方式向有关单位和读者朋友赠送纸版期刊,通过本刊网站提供论文全文阅读和免费下载。近年来,为更好地服务广大读者朋友,编辑部增加了电子邮件和微信公众平台的信息推送。为节约资源,提高纸版期刊出版质量,同时提高编辑部的运行效率,经编委会研究决定,自2019年起,调整纸版期刊价格,由每期(本)20元上调至40元,同时停止向各有关单位和个人赠送纸版期刊。由此带来的不便,敬请谅解!

欢迎通过本刊网站和微信公众平台关注本刊最新动态,阅读和下载本刊论文!

欢迎通过当地邮局或本刊编辑部订阅纸版期刊,支持本刊发展!

感谢您对学报发展的一直支持!在此辞旧迎新之际,恭祝各界新老朋友:新年快乐,万事如意!

《动力学与控制学报》编辑部

2018年12月18日