

时滞磁悬浮转子系统的动力学特性研究

马彦超,金超武,周瑾,徐园平
(南京航空航天大学 机电学院,江苏 南京 210016)

摘要:磁悬浮轴承作为典型的机电一体化产品不可避免地存在一定的时滞,这对系统的稳定性和动态性能有很大影响,导致系统表现出复杂的动力学特性,甚至会出现失稳,因此有必要研究时滞影响下磁悬浮转子系统的动力学特性。建立四自由度磁悬浮转子系统的时滞动力学模型,基于 MATLAB 进行了数值仿真和相应的试验研究。通过 Poincare 映射、时域分析等方式分析时滞对转子系统的影响及其所表现出的非线性运动行为。研究结果表明:时滞量的增加将会导致转子位移信号的振幅增大,表现形式趋于复杂,诱发转子系统发生混沌运动,并使转子系统在混沌运动中走向失稳。

关键词:磁悬浮轴承;时滞;非线性;动力学建模

中图分类号:TP133.3 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2023)01-0095-05

Research on Dynamic Characteristics of Magnetic Suspension Rotor System with Time Delay

MA Yanchao, JIN Chaowu, ZHOU Jin, XU Yuanping

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: As a typical mechatronics product, magnetic bearing has a certain time delay, which may have a great impact on the stability and dynamic performance of the system, causing the system to exhibit complex dynamic characteristics and even instability. Hence, it is necessary to study the dynamic characteristics of the magnetic suspension rotor system under the influence of time delay. In this paper, the time-delay dynamic model of the 4-DOF magnetic suspension rotor system is established, and the numerical simulation and corresponding experimental research based on MATLAB are carried out. By means of Poincare mapping and time domain analysis, the influence of time delay on the rotor system is analyzed, and the nonlinear motion phenomenon of the system is determined. The simulation and experimental results show that the increase of time delay will lead to the increase of amplitude and complexity of rotor displacement signal, inducing the chaotic motion of the rotor system and instability in the chaotic motion.

Keywords: active magnetic bearing; time delay; nonlinear; dynamic modeling

0 引言

主动磁悬浮轴承(后文简称磁悬浮轴承)利用可控电磁力将转子悬浮起来,因其具有无机械接触、高转速、低功耗、可在线检测和可主动控制等优点,在压缩机、膨胀机等高速旋转机械中广泛应用^[1]。在磁悬浮转子系统中,控制电流存在较小的时滞,通常主要来源于控制器中控制算法、运算执行以及传感器信号预处理和信号调理等。此外,对于管道压缩机以及应用于深海油气开采中的压缩机等需要在恶劣工况下长期运行的磁悬浮旋转机械,由于驱动磁悬浮轴承的电子设备对环境非常敏感,因此制造商在现场安装时通常将电子设备与集成到远程机械的磁悬浮轴承进行分离。将电子设备放置在控制端,磁悬浮轴承则集成在执行端的压缩机上^[2-6]。电子设备连接到磁悬浮

轴承的线缆可能会延伸数公里,使得控制回路中的时滞量进一步增加。相关研究表明,机电系统中常被忽视的微小时滞也可能对转子系统的稳定性和动态性能产生很大影响^[7],而作为典型机电一体化产品的磁悬浮轴承当然也不例外。在时滞的影响下,磁悬浮转子系统将会出现复杂的动力学行为,如周期、拟周期及混沌等形式^[8]。

对于磁悬浮转子系统的时滞动力学建模及动力学特性研究,目前报道得很少,而且大部分都是基于单自由度或二自由度转子系统进行的理论分析和仿真研究。郑凯对磁悬浮轴承系统进行了时滞动力学建模,并研究了时滞对于高速磁悬浮轴承转子系统动态特性的影响^[9-10]。LI H G 等研究了速度反馈控制回路的时滞对单自由度磁悬浮轴承系统动力学行为的影响^[11]。SONI T 等对磁悬浮转子时滞系统的稳定性进行了研究^[12]。吴少男等则侧重分析时滞对磁悬浮轴承支承特性的影响,并通过试验得

基金项目:国家自然科学基金项目(51875275);江苏省重点研发计划(BE2019122);江苏省第十六批“六大人才高峰”高层次人才资助项目(JNHB-041)

第一作者简介:马彦超(1996—),男,山东日照人,硕士研究生,研究方向为磁悬浮技术。

出时滞对系统支承特性的调节具有阻碍作用^[13]。

当前对于磁悬浮转子系统的时滞动力学研究主要存在两大局限性:1)当前普遍以单自由度、二自由度系统作为研究对象,而工业用磁悬浮旋转机械多为多自由度系统,两者存在较大差距;2)当前研究多集中在理论层面,试验研究更是匮乏。本文在完成单自由度磁悬浮转子系统时滞动力学建模的基础上,进一步地完成了四自由度磁悬浮转子系统时滞动力学建模,并利用建模结果进行了数值仿真;最后借助磁悬浮转子试验台进行了相关的试验研究。

1 磁悬浮转子系统时滞动力学建模

1.1 单自由度磁悬浮转子时滞动力学建模

由于8极磁悬浮轴承从承载力和磁耦合两方面综合考虑占优,因此本文在建模、仿真及试验中均采用8极磁悬浮轴承,其结构如图1所示。8极径向磁悬浮轴承在 x 方向和 y 方向上分别置有一对磁极,同对磁极上的线圈采用偏置电流叠加控制电流的差动驱动方式,产生一对反向的电磁吸力。现以 x 方向的一对磁极为例,进行单自由度磁悬浮转子时滞动力学建模。

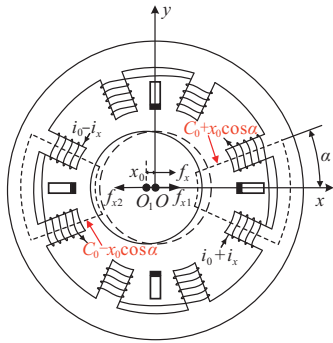


图1 8极径向磁悬浮轴承结构图

根据麦克斯韦吸引力公式及安培环路定律,转子在 x 方向所受的电磁力可以表示为:

$$\begin{aligned} f_{x1} &= \frac{\mu_0 AN^2 \cos\alpha}{4} \left(\frac{i_0 + i_x}{C_0 + x_0 \cos\alpha} \right)^2 \\ f_{x2} &= \frac{\mu_0 AN^2 \cos\alpha}{4} \left(\frac{i_0 - i_x}{C_0 - x_0 \cos\alpha} \right)^2 \end{aligned} \quad (1)$$

式中: f_{x1} 、 f_{x2} 表示一对反向的电磁力; μ_0 为真空磁导率; A 为单个磁极面积; N 为线圈绕组的匝数; i_0 为恒定的偏置电流; i_x 为控制电流; C_0 表示转子的初始单边气隙; x_0 为转子位移; α 表示磁极夹角。转子在 x 方向所受合力可表示为

$$f_x = f_{x1} - f_{x2} = \frac{\mu_0 AN^2 \cos\alpha}{4} \left[\left(\frac{i_0 + i_x}{C_0 + x_0 \cos\alpha} \right)^2 - \left(\frac{i_0 - i_x}{C_0 - x_0 \cos\alpha} \right)^2 \right] \quad (2)$$

对式(2)求偏导得到磁悬浮轴承的电流刚度 k_x 和位移刚度 k_{ix} :

$$k_x = \frac{\partial f_x}{\partial x_0} = -\frac{\mu_0 AN^2 \cos\alpha}{2} \left[\frac{(i_0 + i_x)^2 \cos\alpha}{(C_0 + x_0 \cos\alpha)^3} + \frac{(i_0 - i_x)^2 \cos\alpha}{(C_0 - x_0 \cos\alpha)^3} \right]$$

$$k_{ix} = \frac{\partial f_x}{\partial i_x} = \frac{\mu_0 AN^2 \cos\alpha}{2} \left[\frac{i_0 + i_x}{(C_0 + x_0 \cos\alpha)^2} + \frac{i_0 - i_x}{(C_0 - x_0 \cos\alpha)^2} \right] \quad (3)$$

将式(2)在 $i_x=0$ 、 $x_0=0$ 处按二元函数的泰勒级数展开并略去二阶以上的小量,得

$$f_x = k_x x + k_{ix} i_x = -\frac{\mu_0 AN^2 i_0^2 \cos^3 \alpha}{C_0^3} x + \frac{\mu_0 AN^2 i_0 \cos \alpha}{C_0^2} i_x \quad (4)$$

图2展示了具时滞磁悬浮转子系统的模型,图中 $G_c(s)$ 、 $G_a(s)$ 、 $G_p(s)$ 以及 $G_s(s)$ 分别表示控制器、功率放大器、电磁铁-转子及传感器的传递函数。 τ_i ($i=1\sim 5$)分别对应以下5部分引入系统的时滞:1)数字控制中A/D转换、控制算法执行等带来的时滞;2)信号在功率放大器电路中传导转换及因功率放大器饱和和效应所带来的时滞;3)转子铁芯中的铁损(涡流损耗和磁滞损耗)所引起的电磁力滞后;4)传感器中转子信号采集、预处理及信号调理所带来的时滞;5)对于需远程运行的管道压缩机及深海油气开采中的压缩机等,因驱动磁悬浮轴承的电子设备与集成到远程机械的磁悬浮轴承分离时所带来的控制回路中的输入延时。其中 $\tau_1\sim\tau_4$ 为系统内固有时滞, τ_5 为外部输入时滞。

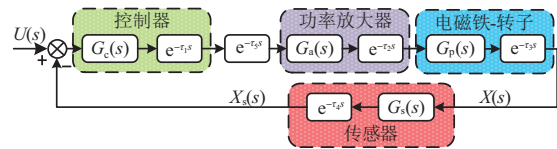


图2 具时滞磁悬浮转子系统模型

系统内各部分时滞的影响可以等效为存在于控制器和功率放大器之间的等效时滞干扰,其中等效时滞 $\tau = \sum_{i=1}^5 \tau_i$ 视为定值。图3展示了具时滞磁悬浮转子系统的等效模型。

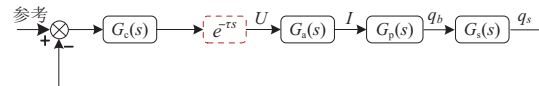


图3 具时滞磁悬浮转子系统等效模型

由于磁悬浮轴承的工作机理,通过悬浮偏置磁场产生的电磁力可以抵消转子自身的重力。因此,在不考虑不平衡质量时,具时滞磁悬浮转子系统的单自由度动力学方程可表示为

$$m \ddot{x} = k_x x(t) + k_{ix} i_x(t - \tau) \quad (5)$$

1.2 四自由度磁悬浮转子时滞动力学建模

四自由度磁悬浮转子系统的力学模型如图4所示。图中以转子轴线方向为 z 轴方向,水平方向为 x 轴方向,竖直方向为 y 轴方向; C 为转子质心; l_a 、 l_b 分别表示磁悬浮轴承A及磁悬浮轴承B距质心的距离; x_a 、 y_a 、 x_b 、 y_b 分别表示磁悬浮轴承A及磁悬浮轴承B在 x 轴、 y 轴方向上的位移; f_{xa} 、 f_{ya} 、 f_{xb} 、 f_{yb} 分别表示磁悬浮轴承A及磁悬浮轴承B在 x 轴、 y 轴方向上对转子的作用力; α 、 β 分别表示转子绕 x 轴、 y 轴的转角; ω 为转子绕 z 轴旋转的角速度。据此,建立了四自由度磁悬浮转子系统的动力学模型。

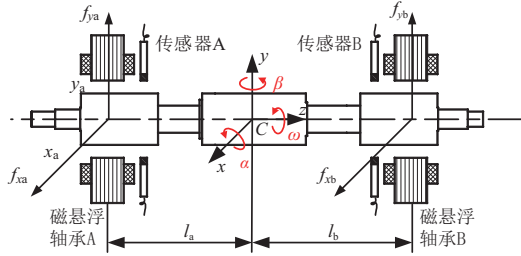


图4 四自由度磁悬浮转子系统力学模型示意图

根据转子动力学基本理论,在考虑转子不平衡质量时,四自由度磁悬浮刚性转子的运动微分方程可表示为

$$\begin{cases} m\ddot{x} = f_{xa} + f_{xb} + m\omega^2 \cos(\omega t + \varphi) \\ J\ddot{\beta} - \omega J_z \dot{\alpha} = l_a f_{xa} - l_b f_{xb} + m u_z \omega^2 \cos(\omega t + \varphi) \\ m\ddot{y} = f_{ya} + f_{yb} + m\omega^2 \sin(\omega t + \varphi) \\ J\ddot{\alpha} + \omega J_z \dot{\beta} = -l_a f_{ya} + l_b f_{yb} - m u_z \omega^2 \sin(\omega t + \varphi) \end{cases} \quad (6)$$

式中: m 为转子质量; J 为赤道转动惯量; J_z 为极转动惯量; e 为转子的不平衡偏心距; u_z 为不平衡质量质心的 z 坐标。式(6)的矩阵形式为

$$\begin{cases} \mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{F}_u \\ \mathbf{q}_b = \mathbf{C}\mathbf{q} \end{cases} \quad (7)$$

式中:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J \end{bmatrix}; \mathbf{G} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\omega J_z \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \omega J_z & 0 & 0 \end{bmatrix}; \mathbf{q} = \begin{bmatrix} x \\ \beta \\ y \\ \alpha \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ l_a & -l_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & -l_a & l_b \end{bmatrix}; \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & l_a & 0 & 0 \\ 1 & -l_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -l_a \\ 0 & 0 & 1 & l_b \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} f_{xa} \\ f_{xb} \\ f_{ya} \\ f_{yb} \end{bmatrix}; \mathbf{q}_b = \begin{bmatrix} x_a \\ x_b \\ y_a \\ y_b \end{bmatrix}; \mathbf{F}_u = \begin{bmatrix} m\omega^2 \cos(\omega t + \varphi) \\ m u_z \omega^2 \cos(\omega t + \varphi) \\ m\omega^2 \sin(\omega t + \varphi) \\ -m u_z \omega^2 \sin(\omega t + \varphi) \end{bmatrix}$$

其中: \mathbf{M} 为广义质量矩阵; \mathbf{G} 为陀螺矩阵; \mathbf{B} 为电磁力作用矩阵; \mathbf{C} 为质心坐标系与轴承坐标系转换矩阵; \mathbf{q} 为质心处转子位移矢量; \mathbf{u} 为电磁力矢量; \mathbf{q}_b 为轴承处转子位移矢量; \mathbf{F}_u 为不平衡力矢量。

将电磁力线性化并带入 \mathbf{u} 中,得

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} f_{xa} \\ f_{xb} \\ f_{ya} \\ f_{yb} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{xa} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{xb} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{ya} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{yb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_a \\ x_b \\ y_a \\ y_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{ixa} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{ixb} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{iya} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{iyb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{xa}(t-\tau) \\ i_{xb}(t-\tau) \\ i_{ya}(t-\tau) \\ i_{yb}(t-\tau) \end{bmatrix} = \mathbf{K}_x \cdot \mathbf{q}_b + \mathbf{K}_i \cdot \mathbf{i}(t-\tau) \quad (8)$$

式中: \mathbf{K}_x 为位移刚度矩阵; \mathbf{K}_i 为电流刚度矩阵; $\mathbf{i}(t-\tau)$ 为具

时滞的控制电流矢量。联立式(7)-式(8)可将具时滞磁悬浮刚性转子系统的动力学方程进一步写成

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}\dot{\mathbf{q}} - \mathbf{B}\mathbf{K}_x \mathbf{C}\mathbf{q} = \mathbf{B}\mathbf{K}_i \mathbf{i}(t-\tau) + \mathbf{F}_u \quad (9)$$

2 仿真分析

本节利用四自由度磁悬浮转子时滞动力学建模结果,进行数值仿真,研究时滞对于磁悬浮轴承动力学特性的影响。磁悬浮转子系统的主要参数如表1所示。此外,利用PID控制器使磁悬浮系统稳定悬浮,控制器的参数设置 $k_p=2.2, k_i=1, k_d=0.0015$ 。本节仿真均在300 Hz定速下进行,通过调节延时环节来改变系统内的时滞,采样频率为20 kHz,旨在研究时滞对于磁悬浮转子系统动力学特性的影响。

表1 磁悬浮转子系统主要参数

| 参数/单位 | 数值 |
|--|---------------------|
| 转子质量 m/kg | 2.067 |
| 电流刚度 $k_{ix}, k_{iy}/(\text{N/A})$ | 55.51 |
| 位移刚度 $k_x, k_y/(\text{N/m})$ | -2.18×10^5 |
| 功放增益系数 $k_a/(\text{A/V})$ | 0.448 |
| 位移传感器增益 $k_s/(\text{V/m})$ | 20 000 |
| 磁悬浮轴承 A 距质心的距离 l_a/m | 0.127 |
| 磁悬浮轴承 B 距质心的距离 l_b/m | 0.115 |
| 赤道转动惯量 $J/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$ | 0.016 12 |
| 极转动惯量 $J_z/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$ | 0.000 38 |
| 单边气隙 C_0/mm | 0.4 |

图5展示了300 Hz定速下转子无量纲轴心轨迹随系统无量纲时滞量的变化情况。从图中可以看出,随着时滞量的增加,转子轴心轨迹呈现出增大的趋势,并且波动程度随之增大,这表明时滞的增加使系统变得不稳定。为了进一步研究细化时滞影响下系统的动力学特性,借助Poincare映射方法将不同形式的散点连续地映射到Poincare截面上,并依据其拓扑性质对系统所处的运动状态进行判别。

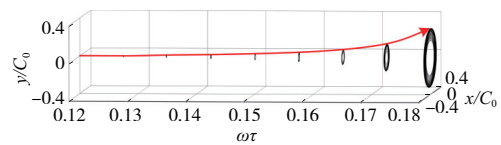


图5 各时滞量下的轴心轨迹

图6为某一Poincare截面上系统无量纲位移随无量纲时滞量变化的分岔图,此外依据系统所处状态在图中选取6个不同的时滞量A-F,并绘制了各时滞量下的Poincare截面图。Poincare截面的横坐标为 x/C_0 ,纵坐标为 y/C_0 。在图6中,A处的Poincare截面表现为一个孤立的点,由此分析系统处于单周期的稳定运行状态;B、C、D及E处的Poincare截面均表现为一条近似封闭的曲线,由此分析系统在B、C、D及E处表现为拟周期运行状态;F

处的 Poincare 截面表现为密集的无规则的离散点,由此分析系统处于混沌运行状态。随着时滞量的增大,系统在混沌中逐渐走向失稳。

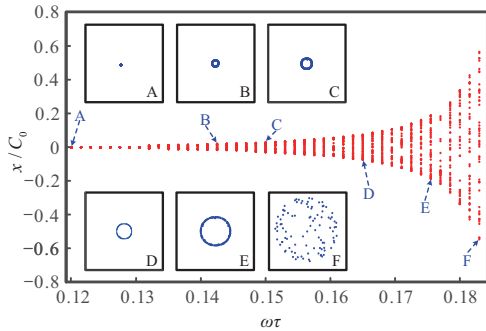


图6 系统随时滞变化的分岔图

3 试验研究

3.1 试验设备介绍

本试验基于如图7所示的磁悬浮转子试验台进行,其中主要包含控制器、功率放大器、磁悬浮轴承、转子及位移传感器5大部分。基于dSPACE控制系统进行控制算法的实现及信号的在线分析,其采样频率设置为20kHz,并利用PID控制器使转子稳定悬浮。



1—上位机; 2—示波器; 3—磁悬浮转子实验台; 4—传感器电路; 5—功放驱动电路; 6—变频器; 7—dSPACE控制系统。

图7 试验现场图

3.2 试验分析

为了模拟压缩机等磁悬浮旋转机械在远程运行时产生的传输延时,在该试验台的控制回路中人为增加一延时环节作为外部输入时滞,后面所提时滞均指人为增加的外部输入时滞。为与仿真保持一致,试验也在300Hz定速下进行,通过调节延时环节来改变系统控制输入的时滞。之后结合时域分析、Poincare映射等手段,对不同时滞量下转子系统所表现出的动力学特性进行分析。

图8为各时滞量下系统的轴心轨迹。在系统时滞量从0逐渐增加到0.4ms的过程中,系统的轴心轨迹表现出增大的趋势且波动程度随之增大。与此同时,轴心轨迹由稳定的圆环变为不稳定的振荡状态。为了更加清楚地展

现出这一点,图中给出了时滞为0以及0.4ms时系统轴心轨迹的时域变化情况。通过对比发现,当系统时滞量为0时,轴心轨迹表现为存在微小振荡的稳定的圆柱体;而当系统时滞量为0.4ms时,轴心轨迹则表现为振荡的不稳定的圆柱体。

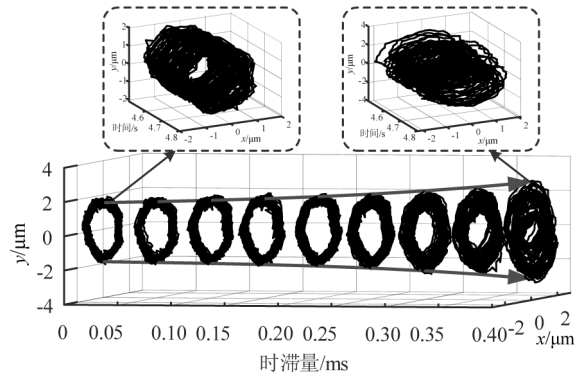


图8 各时滞量下的轴心轨迹

为了进一步分析时滞作用下系统的动力学行为,采用Poincare映射法对系统进行分析。时滞量为0及0.4ms时的Poincare截面图如图9所示,当系统内的时滞量为0时,转子的Poincare映射为一封闭圆环,此时系统处于拟周期运动状态;当系统内的时滞量增加到0.4ms时,Poincare截面上表现为众多离散的无规律的点,此时系统处于混沌运动状态。当时滞继续增加,系统失稳。值得注意的是,由于系统内诸如固有时滞、非线性电磁力等非线性因素的存在以及采样误差等诸多因素的影响,实验中未出现单周期运动。

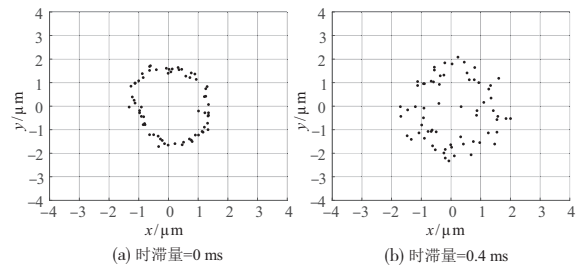


图9 不同时滞量下的Poincare截面对比图

4 结语

本文对时滞影响下磁悬浮转子系统的动力学特性进行了研究。基于PID控制背景,建立了四自由度磁悬浮转子系统时滞动力学模型,基于该模型进行了相关的数值仿真,并利用磁悬浮转子试验台进行了相应的试验研究。从仿真和试验上阐明了随时滞变化的磁悬浮转子系统动力学特性,具体结论如下。

- 1) 系统内时滞量的增加将使转子轴心轨迹表现出增大的趋势且波动程度随之增大,位移信号的表现形式趋于复杂。
- 2) 时滞的增加可使转子系统由稳定的单周期运动状态逐渐转变为较为复杂的拟周期运动状态。随着时滞量

的进一步增加,系统将处于更加复杂的混沌运动状态,并在混沌运动中逐渐走向失稳。

参考文献:

- [1] 邹博,徐园平,周瑾. 冲击激励下磁悬浮转子系统的响应特性分析[J]. 机械制造与自动化,2020,49(5):41-43.
- [2] YOON S Y, LIN Z L. Truncated predictor feedback control for exponentially unstable linear systems with time-varying input delay[J]. Systems & Control Letters,2013,62(10):837-844.
- [3] ANANTACHAISILP P, DI L, YOON S Y, et al. Control of active magnetic bearing systems with input delay for applications in remotely controlled turbomachinery[C]//53rd IEEE Conference on Decision and Control. Los Angeles, CA, USA: IEEE, 2014: 1197-1202.
- [4] YOON S Y, DI L, LIN Z L. An output regulation approach to rotor autobalancing in active magnetic bearing systems with input delay[C]//2016 IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics. Banff, AB, Canada: IEEE, 2016: 1028-1033.
- [5] YOON S Y, DI L, LIN Z L. Unbalance compensation for AMB systems with input delay: an output regulation approach[J]. Control Engineering Practice, 2016, 46: 166-175.
- [6] YOON S Y, DI L, ANANTACHAISILP P, et al. Truncated predictor feedback control for active magnetic bearing systems with input delay[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2016, 24(6): 2182-2189.
- [7] INOUE T, ISHIDA Y. Nonlinear forced oscillation in a magnetically levitated system; the effect of the time delay of the electromagnetic force[J]. Nonlinear Dynamics, 2008, 52(1/2): 103-113.
- [8] GHAZAVI M R, SUN Q. Bifurcation onset delay in magnetic bearing systems by time varying stiffness[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 90: 97-109.
- [9] 郑凯. 时滞反馈下高速电磁轴承转子系统的稳定性分析[A]. 第十五届中国科协年会第13分会场:航空发动机设计、制造与应用技术研讨会论文集[C]. 北京:中国学术期刊(光盘版)电子杂志社, 2013: 552-558.
- [10] 郑凯. 磁悬浮轴承系统的时滞动力学建模与控制研究[J]. 航空发动机, 2014, 40(1): 32-38.
- [11] LI H G, HENG L, LIE Y. Effect of time delay in velocity feedback loop on the dynamic behaviors of magnetic bearing system[C]//2007 International Conference on Mechatronics and Automation. Harbin, China: IEEE, 2007: 2911-2916.
- [12] SONI T, DUTT J K, DAS A S. Dynamic behavior and stability of energy efficient electro-magnetic suspension of rotors involving time delay[J]. Energy, 2021, 231: 120906.
- [13] 吴少男,蒋科坚. 电磁轴承支承特性分析及优化调节[J]. 浙江理工大学学报(自然科学版), 2018, 39(6): 739-745.

收稿日期:2021-10-12

(上接第74页)

等,实现质量管理的方针目标,有效地开展各项质量管理活动。根据企业特点,涵盖了产品全生命周期,加强从设计研制、生产、检验、销售、使用全过程的质量管理活动,并予以制度化、标准化,从而提升质量运行的稳健性。

5 结语

汽车零部件生产质量关系重大,尤其机械加工过程的关键尺寸的质量控制,保证产品批量生产的工艺稳定,关乎总装厂的装配效率以及装配质量,甚至广大消费者的切身利益。在数字化与智能制造发展背景下,目前汽车零部件生产厂家要进一步完善产品全生命周期的质量管理体系

系,强化新装备、新技术、新系统的应用等,这对于实现汽车零部件的整体行业质量提升具有重要意义。

参考文献:

- [1] 薛金磊. A企业汽车零部件行业质量管理的研究[J]. 装备制造技术, 2021(2): 180-182.
- [2] 中国质量管理协会. 全面质量管理基本知识[M]. 北京:科学普及出版社, 1990.
- [3] 薛艳. 典型航空零件生产过程质量控制研究[D]. 大连:大连理工大学, 2016.
- [4] 刘刚. 谈智能制造背景下的汽车质量管理创新[J]. 时代汽车, 2020(5): 6-7.

收稿日期:2022-02-07

(上接第86页)

参考文献:

- [1] 陈锡栋,周小玉. 实用模具技术手册[M]. 北京:机械工业出版社, 2002.
- [2] 冯炳尧,王南根,王晓晓. 模具设计与制造简明手册[M]. 4版. 上海:上海科学技术出版社, 2015.
- [3] 田光辉,林红旗. 模具设计与制造[M]. 北京:北京大学出版社, 2009.
- [4] XU F Y, JIANG Q S, RONG L N, et al. Structural model and dynamic analysis of six-axis Cartesian coordinate robot for sheet metal bending[J]. International Journal of Advanced Robotic Systems, 2019, 16(4): 172988141986156.
- [5] 王磊. 典型钣金件的折弯工艺与回弹研究[D]. 合肥:合肥工业大学, 2011.
- [6] ŞEN N, TAŞDEMİR V. Experimental and numerical investigation of the springback behaviour of CP800 sheet after the V-bending process[J]. Ironmaking & Steelmaking, 2021, 48(7): 811-818.
- [7] 兰海,屈婧婧,刘飞,等. 整体式波形片的成形回弹分析与模具优化[J]. 塑性工程学报, 2021, 28(7): 72-78.
- [8] 聂昕,杨昕宇,牛星辉,等. 基于不同U形弯曲冲压工艺的高强度钢板回弹实验研究[J]. 锻压技术, 2019, 44(12): 1-10.
- [9] 李文杰. 车身覆盖件冲压成型数值模拟及回弹控制研究[D]. 沈阳:沈阳工业大学, 2020.

收稿日期:2020-09-06