

DOI: 10.7652/xjtuxb201712014

传递函数法轴承-转子系统不平衡响应抑制

李昊, 陈淑江, 马金奎, 路长厚
(山东大学机械工程学院, 250061, 济南)

摘要: 为了解决残余不平衡力随着转子同步高速旋转时导致轴承-转子系统产生不平衡响应的问题,提出适当增大偏心率以提高油膜刚度、进而抑制不平衡响应的方法。基于动静压柔性铰链可倾瓦轴承,首先结合流量平衡原理与液体润滑雷诺方程得出轴瓦油膜的压力分布模型,并建立转子运动方程以及瓦块力矩平衡方程;然后提出轴承-转子系统的简化方法,并根据得到的简化系统的运动微分方程推导系统的标准传递函数;最后为确定人为增大偏心率的实施方案,研究了轴心定位策略,并通过最小二乘拟合法得到轴心位置-控制力方程。数值仿真结果表明:轴心定位策略能实现较高的定位精度,不平衡响应的抑制效果显著, x 和 y 方向的振动幅值均降低为原来的 10% 左右。适当增大偏心率使得油膜刚度提高,能够有效抑制轴承-转子系统的不平衡响应。

关键词: 传递函数;轴承-转子系统;偏心率;不平衡响应;轴心定位策略

中图分类号: TH133.31 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)12-0091-07

Transfer Function Method for Suppressing of Unbalance Response of Rotor-Bearing System

LI Hao, CHEN Shujiang, MA Jinkui, LU Changhou
(School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China)

Abstract: In order to suppress unbalance response of rotor-bearing system caused by synchronous revolution of residual unbalance, a method, which is based on a hybrid flexure pivot-tilting pads bearing and considering increase the eccentricity to increase the oil film stiffness so that suppress unbalance response, is proposed. First, the oil film pressure distribution model is obtained by combining flow balance principle with Reynolds equation, and the torque equilibrium equation of pads and rotor movement function are built. Then, the standard transfer function of the simplified rotor-bearing system is deduced according to its differential equation of motion. Finally, the positioning strategy of desired position of rotor center is studied in order to determine the eccentricity control scheme, and the position-control force equation is fitted by the method of least squares. Results show that the proposed positioning method can achieve high positioning accuracy. Oil film stiffness can be improved by increasing the eccentricity and the unbalance response of the rotor-bearing system can be effectively restrained. The vibration amplitude of x and y direction are both reduced to about 10% of the original.

Keywords: transfer function; rotor-bearing system; eccentricity; unbalance response; positioning strategy of rotor center

收稿日期: 2017-05-24。 作者简介: 李昊(1991—),男,硕士生;陈淑江(通信作者),男,副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51575318)。

网络出版时间: 2017-09-22 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20170922.1743.004.html>

近年来由于振动造成的事故层出不穷,导致巨大的经济损失,振动的主动控制日益受到关注和重视^[1]。对于振动的主动控制,研究者首先需要弄清振动的来源,其中残余不平衡力是机组中最为常见的振动源^[2]。高速旋转机械的工作转速通常在一阶临界转速之上,当转子转速通过一阶临界转速时,与转子同步旋转的不平衡力会使转子产生同步受迫振动响应^[3],会对系统的稳定运行产生不利影响。虽然实际上无法完全消除不平衡力,但是将振动的幅值限制在一个可接受的范围以便安全运行机械仍为振动研究工作中的重中之重^[4]。

有的学者采用对主轴加载外激励或者补偿不平衡的方法抑制不平衡响应。1988年,Burrows等对轴承-转子系统开展振动控制研究,采用单个磁力驱动器对系统的特性进行评估,并利用最优控制力对转子的同步振动进行抑制^[5];2008年,Das等提出一种因不平衡力所导致的转子横向振动的主动振动控制策略^[6],通过对位移检测器所反馈的位移信号进行比例微分处理,相应地改变电磁激励器的控制电流而得到合适的驱动力;2012年,Das和Dutt同样采用电磁激励器对转子振动进行控制^[7],但是他们采用了一种改进的“系统简化与扩展等价方法”^[8-10]对系统模型进行简化,减少状态空间运动方程;2011年,蒋科坚等提出一种基于振动识别的不平衡补偿控制方法^[11],实验证明该方法对不平衡振动的抑制效果显著。也有学者尝试从轴承结构的改进上对轴承振动进行控制。2011年,Yang等设计了一个能够主动控制瓦块与转子间径向相对位移进而改变瓦块与转子表面之间的油膜力的系统来实现对不平衡响应的抑制^[12]。

本文基于一种动静压柔性铰链可倾瓦轴承^[13],建立轴承-转子系统的简化模型,得到简化系统的运动微分方程,并推导出系统标准传递函数。分析轴承不平衡响应的抑制方法,研究轴心位置的控制策略,通过最小二乘拟合法得到轴心位置-控制力方程,尝试通过增大偏心率的方法对轴承-转子系统中常见的不平衡响应进行抑制。仿真结果表明,该方法对不平衡响应的幅值抑制效果显著。

1 数学模型

1.1 轴瓦上的油膜压力分布

由于轴瓦上具有静压腔,故轴瓦上的油膜压力包含静压部分,压力的求解要结合流量平衡原理和液体雷诺方程共同得出。静压腔周围区域为封油区

(动压区),该区域与转子间的量纲一油膜厚度为

$$H = 1 + \epsilon_x \cos\theta + \epsilon_y \sin\theta - M \cos(\theta - \beta) - \frac{\phi}{\psi} \sin(\theta - \beta) \quad (1)$$

式中: ϵ_x, ϵ_y 为轴心量纲一位移; $\epsilon = E/C$, E 为偏心距, C 为半径间隙; M 为预载荷; θ 为轴承上圆周坐标; β 为瓦块支点角; ϕ 为瓦块绕其支点的摆角; ψ 为间隙比。

封油区的动压分布由量纲一雷诺方程得到

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + \left(\frac{r}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left[H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right] = 6 \frac{\partial H}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial H}{\partial \tau} \quad (2)$$

式中: P 为量纲一油膜压力; r 为转子半径; L 为轴承宽度; Z 为量纲一轴向坐标;量纲一时间参数 $\tau = t\omega$, ω 为转子角速度。

求解雷诺方程的边界条件

$$\left. \begin{aligned} P \Big|_{Z=\pm 0.5} &= 0 \\ P \Big|_{\theta=\alpha_1, \alpha_2} &= 0 \\ P \Big|_{Z=l_1, l_2} &= P_{\text{static}} \\ P \Big|_{\theta=\mu_1, \mu_2} &= P_{\text{static}} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: α_1, α_2 分别为瓦块的起始角与终止角; μ_1, μ_2 分别为静压腔的起始角与终止角; l_1, l_2 分别为静压腔的轴向起始坐标与终止坐标。

1.2 转子运动与瓦块摆动分析

转子运动方程^[14]为

$$m \begin{Bmatrix} \ddot{E}_x \\ \ddot{E}_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} mg \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} f_{\text{im}x} \\ f_{\text{im}y} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

式中: m 为转子质量; $\ddot{E}_x, \ddot{E}_y$ 为轴心加速度;等号右边第1项为转子重力;第2项为作用于转子上的油膜力,表达式为

$$\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = \sum \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} p r d\theta dz \begin{Bmatrix} \cos\theta \\ \sin\theta \end{Bmatrix} \quad (5)$$

其中 p 为油膜压力;第3项为不平衡载荷,表达式为

$$\begin{Bmatrix} f_{\text{im}x} \\ f_{\text{im}y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} m e_g \omega^2 \cos\omega t \\ m e_g \omega^2 \sin\omega t \end{Bmatrix} \quad (6)$$

其中 e_g 为质量偏心距,用来描述不平衡载荷的大小。

单瓦块的力矩平衡方程为

$$M_p = I_p \ddot{\phi} + C_p \dot{\phi} + K_p \phi \quad (7)$$

式中: M_p 为油膜反力关于铰支点的力矩; I_p 为瓦块的转动惯量; C_p 和 K_p 分别为铰链的摆动阻尼和摆动刚度。

1.3 轴承响应数值计算

以时间步长作为轴承响应的迭代步长。将轴承相关的初始参数设定完毕后,首先计算轴瓦油膜厚度以及轴承承载能力,然后计算转子的运动方程以及瓦块的摆动方程,获得此时此刻的轴心加速度和瓦块摆动加速度,最后采用欧拉方法^[15]求取下一个时刻的轴承状态。当满足迭代步数要求时,迭代结束。

欧拉方法表达式为

$$\left. \begin{aligned} \dot{R}(\tau + \Delta\tau) &= \dot{R}(\tau) + \ddot{R}(\tau)\Delta\tau \\ R(\tau + \Delta\tau) &= R(\tau) + \dot{R}(\tau + \Delta\tau)\Delta\tau \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中: R 可以分别取为 ε_x 、 ε_y 和 ϕ ; $\Delta\tau$ 为迭代时间步长。

2 不平衡响应抑制分析

振动主动控制的本质是通过主动控制力给系统引入附加的刚度阻尼,以达到增大系统的稳定区域、降低系统的不平衡响应的目的^[1]。从物理概念上不难理解,油膜刚度越大阻尼越大,则出现失稳的可能性越小。实验结果表明,当轴颈偏心率大于 0.7 时,就很少出现失稳现象^[16]。尝试在其他参数不变的情况下,通过一种主动控制方法将不平衡轨迹的中心平移至预期的位置,增大不平衡轨迹中心至坐标原点的距离,使得该点附近的油膜刚度增大,达到抑制不平衡响应的效果。此外,该预期定位点能够人为地根据振动抑制所达到的程度要求而改变。

3 简化模型与控制方法

假设轴承-转子系统在仅受转子重力下处于稳定状态,如图 1 所示,此时在转子的 x 方向上加载外作用力 $f_x(t)$,并在轴心 x 方向上产生位移 E_x ,这时轴承-转子系统可以等效成如图 1a 所示的质量-刚度-阻尼系统。同样,在转子的 y 方向上加载外作用力 $f_y(t)$,轴心在 y 方向上产生位移 E_y ,则轴承-转子系统也可以等效成如图 1b 所示的质量-刚度-阻尼系统。系统微分方程如下

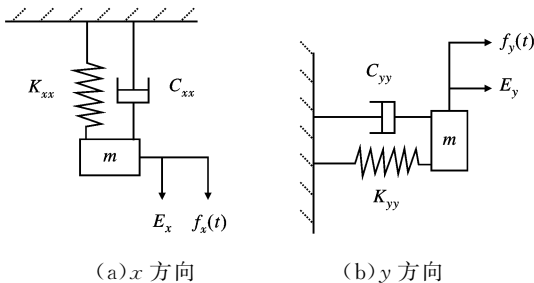


图 1 质量-刚度-阻尼系统

$$\left. \begin{aligned} m \frac{d^2 E_x}{dt^2} &= f_x(t) - C_{xx} \frac{dE_x}{dt} - K_{xx} E_x \\ m \frac{d^2 E_y}{dt^2} &= f_y(t) - C_{yy} \frac{dE_y}{dt} - K_{yy} E_y \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中: $m \frac{d^2 E_x}{dt^2}$ 、 $m \frac{d^2 E_y}{dt^2}$ 为惯性力; $C_{xx} \frac{dE_x}{dt}$ 、 $C_{yy} \frac{dE_y}{dt}$ 为阻尼力; $K_{xx} E_x$ 、 $K_{yy} E_y$ 为弹簧力。

将式(9)等号两边分别除以 m 并移项得到

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 E_x}{dt^2} + 2\xi_x \omega_{nx} \frac{dE_x}{dt} + \omega_{nx}^2 E_x &= \frac{f_x(t)}{m} \\ \frac{d^2 E_y}{dt^2} + 2\xi_y \omega_{ny} \frac{dE_y}{dt} + \omega_{ny}^2 E_y &= \frac{f_y(t)}{m} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中: $\omega_{nx} = \left(\frac{K_{xx}}{m}\right)^{1/2}$ 、 $\omega_{ny} = \left(\frac{K_{yy}}{m}\right)^{1/2}$ 为固有频率;

$\xi_x = (1/2)C_{xx}(K_{xx}m)^{-1/2}$ 、 $\xi_y = (1/2)C_{yy}(K_{yy}m)^{-1/2}$ 为阻尼比。对式(10)进行拉氏变换,得到如下形式

$$\left. \begin{aligned} (s^2 + 2\xi_x \omega_{nx} s + \omega_{nx}^2) E_x(s) &= \frac{F_x(s)}{m} = A_x(s) \\ (s^2 + 2\xi_y \omega_{ny} s + \omega_{ny}^2) E_y(s) &= \frac{F_y(s)}{m} = A_y(s) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

由加速度作为输入、位移作为输出二阶系统的标准传递函数为

$$\left. \begin{aligned} \frac{E_x(s)}{A_x(s)} &= \frac{1}{(s^2 + 2\xi_x \omega_{nx} s + \omega_{nx}^2)} \\ \frac{E_y(s)}{A_y(s)} &= \frac{1}{(s^2 + 2\xi_y \omega_{ny} s + \omega_{ny}^2)} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

图 2 给出了轴心平移路线示意图。如图 2 所示, O_0 为仅考虑转子重力下轴心原定位点, O_1 为期望定位点, O_0 与 O_1 间的虚线为轴心平移的理想路线,而实线则为实际平移路线。由于油膜的刚度阻尼会随轴心位置的不同而动态变化,假设在一个小区域内刚度阻尼为常数,如图 2 所示,即在以 d_x 和 d_y 为半径的小圆内, K_{xx} 、 C_{xx} 、 K_{yy} 和 C_{yy} 均为常数。当轴心朝 x 正方向平移,则由油膜刚度阻尼的定义可知,轴心运动微分方程中涉及的刚度阻尼系数为正交刚度阻尼系数 K_{xx} 、 C_{xx} ,而在 y 方向产生的油膜反力的增量会使轴心朝 y 方向偏移,但并不影响轴心朝 x 正方向平移。当沿 y 正方向平移,同理方程中的刚度阻尼系数为正交刚度阻尼系数 K_{yy} 、 C_{yy} ,而在 x 方向产生的油膜反力的增量会使轴心朝 x 方向偏移,但并不影响轴心朝 y 正方向平移。

将式(12)进行如下变换

$$\left. \begin{aligned} \frac{A_x(s)}{E_x(s)} &= G_x(s) = (s^2 + 2\xi_x \omega_{nx} s + \omega_{nx}^2) \\ \frac{A_y(s)}{E_y(s)} &= G_y(s) = (s^2 + 2\xi_y \omega_{ny} s + \omega_{ny}^2) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

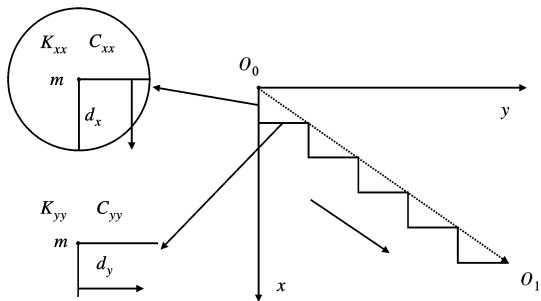


图2 轴心平移路线示意图

得到由位移作为输入,加速度作为输出的系统传递函数。设输入为 $E_x(s) = \frac{d_x}{s}$, $E_y(s) = \frac{d_y}{s}$, 则输出可以表示为

$$\left. \begin{aligned} A_x(s) &= E_x(s)G_x(s) = \frac{d_x}{s}(s^2 + 2\xi_x\omega_{nx}s + \omega_{nx}^2) \\ A_y(s) &= E_y(s)G_y(s) = \frac{d_y}{s}(s^2 + 2\xi_y\omega_{ny}s + \omega_{ny}^2) \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

采用 Matlab 软件将式(14)进行反拉氏变换

$$\left. \begin{aligned} a_x(t) &= \omega_{nx}^2 d_x + 2d_x\xi_x\omega_{nx}\text{dirac}(t) + d_x\text{dirac}(t,1) \\ a_y(t) &= \omega_{ny}^2 d_y + 2d_y\xi_y\omega_{ny}\text{dirac}(t) + d_y\text{dirac}(t,1) \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

dirac(t)函数的作用是自变量 t 不为 0 时函数返回值为 0, 则式(15)简化为

$$\left. \begin{aligned} a_x(t) &= \omega_{nx}^2 d_x = \frac{K_{xx}(t)d_x}{m} \\ a_y(t) &= \omega_{ny}^2 d_y = \frac{K_{yy}(t)d_y}{m} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

得到轴心平移小位移 d_x 、 d_y 时需加载的控制力

$$\left. \begin{aligned} f_x^j(t) &= \sum_{i=1}^j K_{xx}^i d_x \\ f_y^j(t) &= \sum_{i=1}^j K_{yy}^i d_y \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

式中: $j \geq 1$, $f_x^j(t)$ 、 $f_y^j(t)$ 分别表示轴心从原定位点 O_0 出发, 朝 x 、 y 方向平移第 j 步所加载的控制力, K_{xx}^i 、 K_{yy}^i 分别表示轴心平移第 i 步之前, 当前静平衡位置处的正交油膜刚度, $i=1$ 表示轴心处于 O_0 位置处。可以看出, 每平移下一步需加载的控制力为当前静平衡位置处的油膜刚度和平移量的乘积再与之前所求值的叠加。由于每平移一步, 交叉刚度系数 K_{xy} 、 K_{yx} 都会使轴心朝着与当前控制方向垂直的方向偏移, 这样导致的结果是最终定位会有叠加误差, 至于如何减小该叠加误差, 采取的做法是根据最初两步的定位情况将式(17)的刚度值再变化一定的

比例作为最终计算值, 当定位点不一样时, 变化的比例会有所不同, 由精度要求和 d_x 、 d_y 决定。

式(17)中小位移 d_x 和 d_y (平移步长) 的取值决定控制力的大小, 最终影响振动的抑制效果, 而最直接的影响则体现在轴心定位精度上, 理论上应选取定位精度较高的值作为控制步长, 尽量减小最终的定位误差, 但是实际控制中计算量也是一个重要的考虑因素, 如果选取的步长太小, 会大大增加计算量, 所以要综合考虑定位精度和计算量选取控制步长。

4 算例

4.1 定点控制实例

表 1 给出了轴承的几何参数及运行条件。在进行控制之前, 需要考虑步长 d_x 和 d_y 的取值。图 3 给出了步长与控制轴心从原定位点出发, 平移一步所产生的定位误差的关系。图 3 中以 ϵ/a ($a=10, 20, \dots, 90, 100$) 作为 d_x 和 d_y 的取值(无量纲), 可以看出, 步长过大或过小, 定位精度都不甚理想。此例将原定位点 O_0 ($x_0=0.1182$, $y_0=-0.0178$) 平移至 O_1 ($x_1=0.2$, $y_1=-0.1$), 若以精度较高的 0.002 作为步长, 轴心需要分别向 x 和 y 方向平移 41 步才能到达目标, 计算量特别大, 因此本文以 0.008 作为步长, 定位精度不低, 而且轴心只需要分别向 x 和 y 方向平移 10 步就能到达目标。为减小最终的叠加误差, 在步长确定后, 将式(17)的刚度进行一定比例的调整, 此例 $K_{xx}^i(t)$ 不变, $K_{yy}^i(t)$ 提高 35%, 这样轴心平移一步时, x 方向的定位相对误差为 0.72%, y 方向的定位相对误差为 3.7%, 从而尽量减小最终的叠加误差。

表1 轴承几何参数和运行条件

参数	数值	参数	数值
瓦块半径 r_p/mm	40	瓦块支点偏移量	0.5
轴承宽度 L/mm	50	静压腔面积/ mm^2	250
半径间隙 C/mm	0.088	静压腔深度/ mm	3
预载荷 M	0.2	润滑油黏度 $\eta/\text{Pa} \cdot \text{s}$	0.015
瓦块数	4	主轴转速 $n/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	2 800
瓦块包角 $\alpha/^\circ$	72	供油压力 p_s/MPa	2.0

图 4 给出了轴心位置的控制效果以及对应施加的控制力。其中 $f = F\eta\omega Lr^3/C^2$ 。由图 4a 可以看出, 轴心从 O_0 出发, 依次沿 x 、 y 方向平移, 基本沿着设计的路线移动, 其中 O'_1 为实际定位点。图 4b 为在轴心 x 、 y 方向施加的控制力加载规律, 该力要维持 $200\Delta\tau$ 的时间, 这个时间长度足以保证本次平

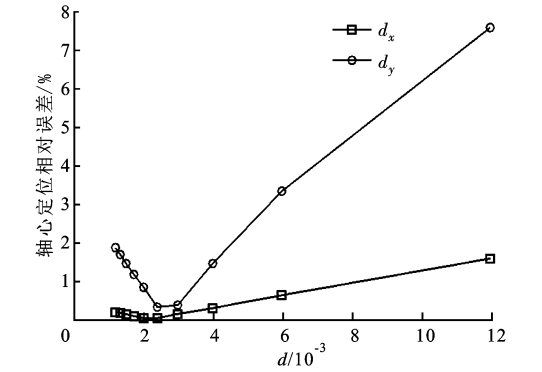
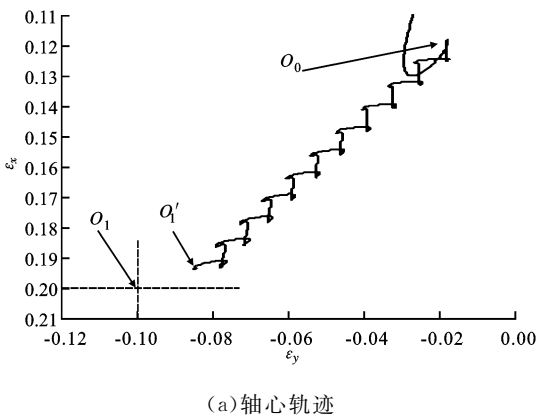
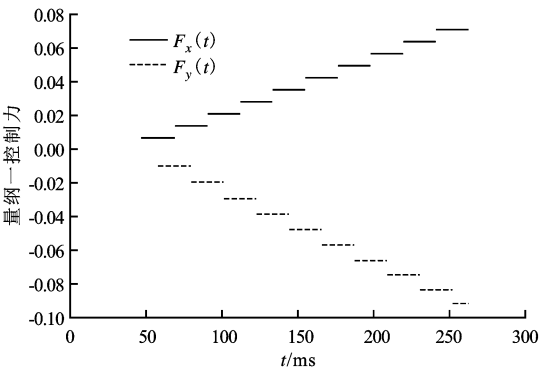


图 3 步长与轴心定位相对误差的关系($\epsilon=0.119\ 5$)



(a)轴心轨迹



(b)控制力的施加规律

图 4 轴心位置控制的轨迹变化情况与对应施加的控制力

移轨迹收敛。表 2 给出了计算结果与期望值的比较,可以看出计算值与期望值相差较小,说明这个控制方法理论上可行。

表 2 计算结果与期望值比较				
项目	偏心率 ϵ	偏位角 $\delta/(^{\circ})$	ϵ_x	ϵ_y
期望值	0.223 6	-26.56	0.20	-0.10
计算值	0.210 8	-23.51	0.193 3	-0.084 1
绝对误差	0.012 8	3.05	0.006 7	0.015 9
相对误差	0.057	0.11	0.033	0.16

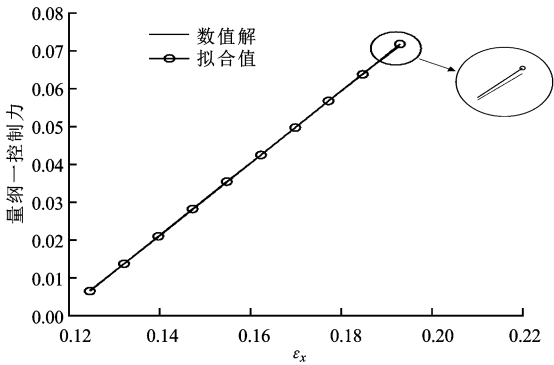
实际情况很难满足上述控制方法,首先是控制力的计算方法,前面推导出控制力为油膜刚度的函数,在计算油膜刚度时离不开求解雷诺方程,二维雷诺方程是椭圆形偏微分方程^[17],难以求出精确的解析解,目前大多数学者都用数值计算方法求解,复杂且费时(每平移下一步都需等待计算出刚度后才能开始),显然不能满足控制的快速性要求;其次是控制路线,实际情况也很难要求轴心在极短的时间(大约 0.6 s)内移动图 4a 所示的复杂路线,这很可能对轴承系统的稳定性产生不良影响。

为解决上述难题,本文采取对控制力及其对应定位点进行拟合的方式,在不要求解雷诺方程的情况下,据定位要求直接给出需要的控制力,省去求解雷诺方程的时间。

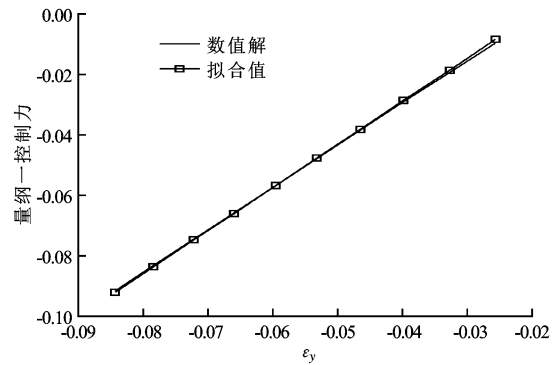
将数据对(定位点及其对应的控制力)绘成点,接近一条直线,故用 $P_x(\epsilon_x)=a_x+b_x\epsilon_x$ 和 $P_y(\epsilon_y)=a_y+b_y\epsilon_y$ 对数据进行拟合^[18],得

$$\left. \begin{aligned} P_x(\epsilon_x) &= -0.112 + 0.950\ 2\epsilon_x \\ P_y(\epsilon_y) &= 0.027\ 98 + 1.429\ 3\epsilon_y \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

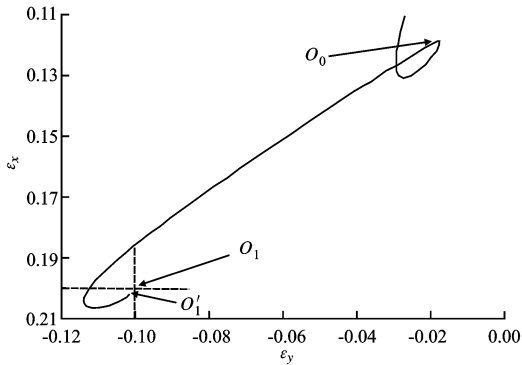
图 5 给出了控制力拟合结果与数值解进行对比, $F_x(\epsilon_x)$ 、 $F_y(\epsilon_y)$ 为数值解, $P_x(\epsilon_x)$ 、 $P_y(\epsilon_y)$ 为拟合值。图 5c 给出了采用拟合公式定位控制的结果,与



(a)x 方向



(b)y 方向



(c)拟合公式定位控制

图 5 控制力拟合结果与数值解对比

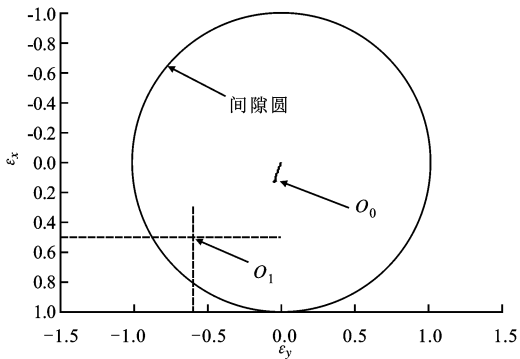
上文的控制路线相比,显然图 5 中显示的控制路线更简单。表 3 给出了拟合控制结果与期望值的比较,定位控制的精度同样很高。

表 3 拟合结果与期望值比较

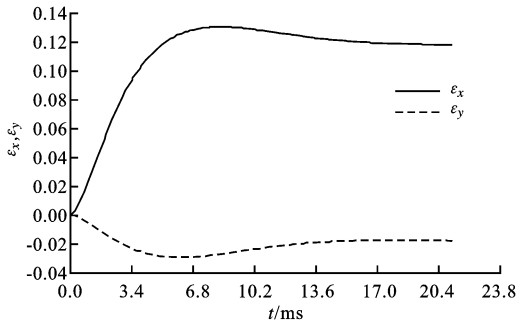
项目	偏心率 ϵ	偏位角 $\delta/(^\circ)$	ϵ_x	ϵ_y
期望值	0.223 6	-26.56	0.20	-0.10
拟合值	0.225 9	-26.81	0.201 6	-0.101 9
绝对误差	0.002 3	0.25	0.001 6	0.001 9
相对误差	0.01	0.009	0.008	0.02

4.2 不平衡响应抑制实例

图 6 给出了不平衡量等于 0 时的轴心轨迹,理论上这条轨迹会收敛于一点 $O_0(x_0=0.118\ 2, y_0=-0.017\ 8, \epsilon_0=0.119\ 5, \delta_0=-8.56^\circ)$ 。图 7 给出了将不平衡轨迹的中心进行移动的轴心轨迹,不平衡量 $\epsilon_R=e_R/C=0.3$ 。假设 O_0 点即为不平衡轨迹中心。此例拟将 O_0 移至 $O_1(x_1=0.5, y_1=-0.4, \epsilon_1=0.64, \delta_1=-38.56^\circ)$, 轨迹实际移至 $O'_1(x'_1=0.347\ 5, y'_1=-0.351\ 7, \epsilon'_1=0.494\ 4, \delta'_1=-45.34^\circ)$, 存在定位误差,但是可以看出不平衡响



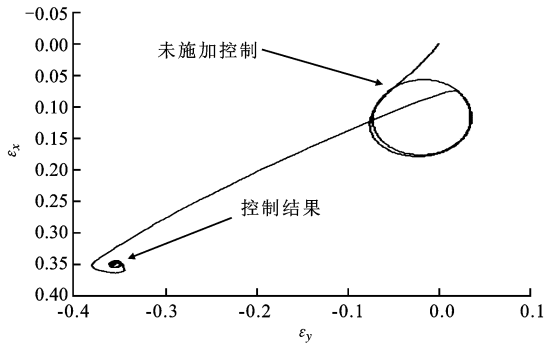
(a) x, y 方向位移合成



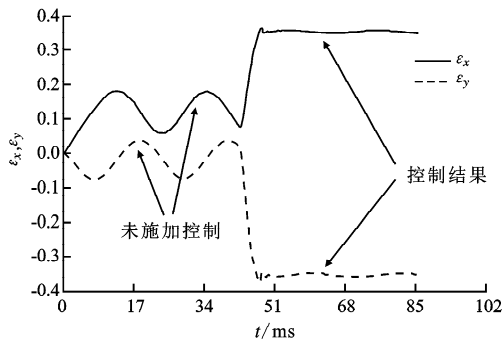
(b)位移随时间的变化

图 6 未考虑不平衡量时的轴心轨迹

应得到了有效的抑制,其中振动幅值的抑制在 x 方向可以达到 92.2%, y 方向可以达到 89.6%。



(a) x, y 方向位移合成



(b)位移随时间的变化

图 7 考虑不平衡量并移动不平衡轨迹中心的控制结果

5 结 论

本文基于一种动静压柔性铰链可倾瓦轴承,研究通过增大偏心率提高油膜刚度进而实现不平衡响应抑制的方法,得出以下结论。

(1)将轴承-转子系统简化为质量-刚度-阻尼模型,对得到的简化模型的运动微分方程进行推导,得到加速度作为输入、位移作为输出的二阶系统标准传递函数。

(2)对不平衡响应的抑制方法进行分析,得到通过增大偏心率提高油膜刚度进而实现对不平衡响应幅值抑制的方法,并由此提出控制轴心平移的路线,仿真结果显示控制路线符合预期。

(3)通过最小二乘拟合法得到定位点-控制力公式,省去了求解油膜刚度时需要雷诺方程的步骤,缩短控制准备时间,仿真结果显示通过拟合公式进行的定位控制的效果较好。

(4)通过定位点-控制力公式将不平衡轨迹的中心偏移,极大地抑制了不平衡响应的幅值, x 和 y 方向的振动幅值均降低为原来的10%左右。说明通过增大偏心率提高油膜刚度进而抑制不平衡响应的方法可行。

参考文献:

- [1] 汪航海,汪希萱. 转子振动主动控制的研究现状及存在问题[J]. 中国机械工程, 1996, 7(1): 54-57.
WANG Haihang, WANG Xixuan. State of the art and existing problems of studies on active control of rotor Vibration [J]. Chinese Mechanical Engineering, 1996, 7(1): 54-57.
- [2] MUSZYNSKA A. Vibrational diagnostics of rotating machinery malfunctions [J]. International Journal of Rotating Machinery, 1995, 1(3/4): 237-266.
- [3] 本特利,哈奇. 旋转机械诊断技术[M]. 姚红良,译. 北京:机械工业出版社, 2014: 27-28.
- [4] ARIAS-MONTIEL M, SILVA-NAVARRO G, ANTONIO-GARCIA A. Active vibration control in a rotor system by an active suspension with linear actuators [J]. Journal of Applied Research and Technology, 2014, 12(5): 898-907.
- [5] BURROWS C R, SAHINKAYA M N, CLEMENTS S. Active vibration control of flexible rotors: an experimental and theoretical study [J]. Proceedings of the Royal Society of London, 1989, 422(1862): 123-146.
- [6] DAS A S, NIGHIL M C, DUTT J K, et al. Vibration control and stability analysis of rotor-shaft system with electromagnetic exciters [J]. Mechanism and Machine Theory, 2008, 43(10): 1295-1316.
- [7] DAS A S, DUTT J K. A reduced rotor model using modified SEREP approach for vibration control of rotors [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 26(1): 167-180.
- [8] KAMMER D C. Test-analysis-model development using exact model reduction [J]. International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, 1987, 2(4): 174-179.
- [9] O'CALLAHAN J, AVITABILE P, RIEMER R. System equivalent reduction expansion process [C]// Proceedings of the 7th International Modal Analysis Conference. Schenectady, NY, USA: Union College, 1989: 29-37.
- [10] DAS A S, DUTT J K. Reduced model of a rotor-shaft system using modified SEREP [J]. Mechanics Research Communication, 2008, 35(6): 398-407.
- [11] 蒋科坚,祝长生. 主动电磁轴承转子系统自适应不平衡补偿控制 [J]. 浙江大学学报(工学版), 2011, 45(3): 503-509.
JIANG Kejian, ZHU Changsheng. Adaptive unbalance compensation control of active magnetic bearing supporting rotor system [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2011, 45(3): 503-509.
- [12] YANG L H, SHI J H, YU L. Active control of unbalance response of rotor systems supported by tilting-pad gas bearing [J]. Engineering Tribology, 2011, 226: 87-98.
- [13] 李昊,陈淑江,马金奎,等. 动静压柔性铰链可倾瓦轴承的阶跃载荷动态响应 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(8): 96-101.
LI Hao, CHEN Shujiang, MA Jinkui, et al. Dynamic response of hybrid flexure pivot-tilting pad bearing to step loads [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(8): 96-101.
- [14] RIMPEL A, KIM D. Rotordynamic performance of flexure pivot tilting pad gas bearing with vibration damper [J]. Journal of Tribology, 2009, 131(2): 1-13.
- [15] 马金奎. 滑动轴承非线性轴心轨迹的瞬态特性与周期特性研究 [D]. 济南: 山东大学, 2010: 17-20.
- [16] 周桂如,马骥,全永昕. 流体润滑理论 [M]. 杭州: 浙江大学出版社, 1990: 189-190.
- [17] 孙恭寿,冯明. 液体动静压混合轴承设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1993: 71-73.
- [18] 蔺小林,蒋耀林. 现代数值分析 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2004: 245-251.

(编辑 武红江)