

DOI: 10.7652/xjtuxb201809003

滑动轴承椭圆度对转子加速过程振动响应的影响

张磊¹, 徐华^{1,2}, 裴世源¹

(1. 西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安;

2. 新疆大学机械工程学院, 830047, 乌鲁木齐)

摘要: 针对传统固定瓦轴承无法根据实际工况调节轴承参数的问题,提出了一种椭圆度可调滑动轴承结构。该轴承结构基于机械传动原理,将主动控制应用于流体轴承,可以在不同转速下,根据转子实际的振动情况调节轴承椭圆度,通过改变油膜厚度来抑制转子的振动,使转子加速过程中的振动幅值始终保持在安全范围内。通过有限元法建立了转子轴承系统模型,用于计算转子加速过程的动力学响应,并通过改变该椭圆度可调滑动轴承的油膜间隙,分析了椭圆度对转子加速过程振动响应的影响。研究发现:经过临界转速区域时,转子属性表现为柔性转子系统,这时通过减小椭圆度、增大油膜间隙能有效抑制转子的振动;远离临界转速区域时,转子属性表现为刚性转子系统,这时通过增大椭圆度来减小油膜间隙也能有效地抑制转子的振动。

关键词: 滑动轴承;椭圆度;转子轴承系统;转子动力学;振动抑制

中图分类号: TH113 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)09-0019-09

Influence of Ellipticity of Journal Bearing on Vibration Response of Rotor During Acceleration Process

ZHANG Lei¹, XU Hua^{1,2}, PEI Shiyuan¹

(1. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University,

Xi'an 710049, China; 2. School of Mechanical Engineering, Xinjiang University, Urumqi 830047, China)

Abstract: An ellipticity adjustable journal bearing structure is proposed to solve the problem that the conventional fixed-bearing bearings cannot adjust their parameters under different working conditions. Following the principle of mechanical transmission, this structure applies active control to the fluid bearing, so it can adjust the bearing ellipticity according to the actual vibration of the rotor at different rotation speeds. By changing the thickness of the oil film to suppress the vibration of the rotor, the vibration amplitude of the rotor is always in the safe range during acceleration process. The rotor bearing system model is established by finite element method and then the dynamic response of the rotor acceleration process is evaluated. The influence of the ellipticity on the vibration response of the rotor acceleration process is revealed by changing oil film thickness of the ellipticity adjustable bearing. The results indicate that the rotor behaves as a flexible rotor system when it passes the critical speed, and lower ellipticity facilitates suppressing system vibration due to the smaller stiffness and damping. The rotor behaves as a rigid rotor system when the rotor operates away from the critical speed, and higher ellipticity facilitates

收稿日期: 2018-01-03。 作者简介: 张磊(1988—),男,博士生;徐华(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51605367,51575421);陕西省工业科技攻关资助项目(2015GY022)。

网络出版时间: 2018-06-27

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20180627.2048.008.html>

suppressing system vibration due to the larger stiffness and damping.

Keywords: journal bearing; ellipticity; rotor-bearing system; rotor dynamics; vibration suppression

旋转机械由于存在不平衡,在加速过程中振动幅值会发生变化,表现出复杂的动力学特性,当达到临界转速时其转子为柔性系统,振动幅值非常大,如果没有采取有效的抑振措施,会对转子系统的安全稳定运行产生极大的危害。传统的固定瓦轴承是基于某种特定工作状况进行设计的,当转速等工况条件改变时,固定瓦轴承无法根据实际工况调节轴承参数,可能造成转子振动过大、轴承损伤等安全性问题,严重影响转子-轴承系统的稳定运行。因此,为了提高系统的稳定性,减小转子的振动,很有必要提出一种合理有效的抑振方法。

变工况下转子-轴承系统的动力学特性一直是学者们研究的热点,为了使旋转机械安全稳定运行,国内外学者提出了很多抑制转子振动的方法。例如:Kirk 等将动力减振器理论应用于弹性支承转子,研究了支承弹性和阻尼对单质量柔性转子同步响应的影响^[1];Iwada 等采用轴承支撑座的自优化理论,研究了基于自优化支撑系统的转子振动控制^[2];Ishida 等提出了不连续弹簧的概念,利用不连续弹簧特性抑制旋转机械振动^[3];Nonami 等采用最优调节器理论,利用主动式轴承研究了转子系统的弯曲振动控制^[4];Reinig 等利用旋转机械系统的扰动调节控制器来抑制旋转机械的振动^[5];Nonami 等通过变速度反馈法研究了柔性转子系统的动力学特性^[6];Han 等研究了在周期性摆角运动下柔性转子-轴承系统运行参数的稳定性^[7];Rohit 等基于椭圆轴承研究了其转子的动力学特征,指出在牛顿流体润滑条件下,椭圆轴承具有更好的使用性能^[8];刘树鹏研究了舰船纵横倾作用下转子-轴承系统的动力学特性,得到了摇摆参数对系统动力学特性的影响^[9];张宏献等研究了椭圆度对转子-轴承系统稳定性的影响^[10]。

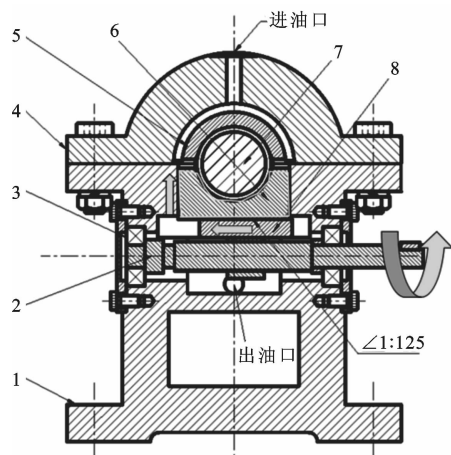
目前,学术界主要通过优化的弹性支撑系统和主动振动控制算法来抑制转子的振动,这些抑振方法一般是基于液压系统或者电磁系统,并且已经取得了一定的成效。本文提出一种基于机械传动原理的椭圆度可调转子-轴承系统,将主动控制应用于流体轴承,可以在不同转速下根据转子的实际振动情况调节轴承椭圆度,通过改变油膜厚度来抑制转子的振动,使转子加速过程中的振动幅值始终在安全

范围内。

1 椭圆度可调滑动轴承-转子系统

旋转机械在经过临界转速时会产生很大的振动,若振动过大将会对机械结构造成破坏,因此减小临界转速的振动对旋转机械的安全运行十分重要。

图1所示是本课题组提出的一种椭圆度可调滑动轴承-转子系统装置。该装置的轴瓦分为上下两部分,上轴瓦固定在轴承座上,下轴瓦通过丝杠滑块机构实现上下滑动。当根据位移传感器采集的信号发现转子的振幅过大时,调节丝杠,通过转动丝杠2带动斜铁8移动,斜铁8的移动带动轴承下瓦6上下滑动,从而改变轴承的油膜间隙;轴承下瓦的垂直运动使油膜的刚度和阻尼特性发生变化,从而改变转子系统的动力学特性,减小转子的振动。



1:支撑座;2:梯形丝杠;3:丝杠轴承;4:支撑座上盖;
5:轴承上瓦;6:轴承下瓦;7:转子;8:斜铁

图1 椭圆度可调滑动轴承-转子系统装置图

椭圆度可调滑动轴承的结构如图2所示,轴承上瓦固定,下瓦可以沿着导轨上下滑动。当轴颈的振动情况发生变化时,通过可移动斜铁的水平滑动,带动轴承下瓦垂直滑动,从而改变油膜间隙,影响转子系统的标高,同时使轴承的刚度系数和阻尼系数发生变化,最终导致轴承支撑转子系统的动力学特性发生变化。

为了使椭圆滑动轴承具有明显的抑振作用,设计椭圆轴承的油膜间隙有较大的调节范围。轴承下轴瓦可上下移动的距离 $C_{\min} = 48 \sim 144 \mu\text{m}$,侧隙

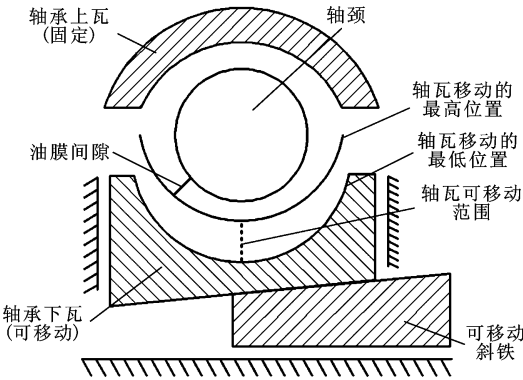


图 2 椭圆度可调滑动轴承结构示意图

$C_{\max} = 160 \mu\text{m}$, 根据椭圆度计算公式

$$\delta = 1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

得到轴承椭圆度的调节范围为 $0.1 \sim 0.7$ (详细设计过程将另行撰文)。下面将以椭圆度为调节参数,通过调节轴承下瓦的移动距离,分别在不同的椭圆度下进行动力学分析,最终得到椭圆度可调滑动轴承-转子系统的动力学特性。

为了找出合理的调节方案来减小转子在加速过程中的振幅,需要研究不同椭圆度下轴承的动力学特性。使用西安交通大学润滑理论与轴承研究所研发的转子-轴承系统动力学分析软件 DLAP(dynamic lubrication analysis program),计算不同椭圆度下油膜的刚度和阻尼系数。该软件通过小扰动法求解非定常工况的雷诺方程得到轴承的动力学特性,并且已经经过多次验证^[11-12],计算结果可靠。图 3 显示了椭圆度对刚度系数的影响,图 4 则显示了椭圆度对阻尼系数的影响。图中: K_{xx} 代表水平方向的刚度系数, K_{yy} 代表垂直方向的刚度系数; D_{xx} 代表水平方向的阻尼系数, D_{yy} 代表垂直方向的阻尼系数。因为计算出来的交叉刚度和阻尼系数的数值很小,比垂直刚度和阻尼系数的值小 2 个数量级,对动力学计算几乎不产生影响,所以忽略不计。

由图 3、图 4 发现,随着椭圆度的增大,垂直方向的刚度和阻尼系数变化明显,而水平方向的刚度和阻尼系数变化比较小。这是因为椭圆度增大时,轴承下瓦向上移动,顶隙减小而侧隙不变,必然造成垂直方向的刚度和阻尼系数有很大变化,而水平方向的刚度和阻尼系数基本不变。当椭圆度增大到 0.7 时,垂直方向的刚度系数增大到初始值的 2.5 倍,水平方向的刚度系数增大了 0.3 倍;垂直方向的阻尼系数增大到初始值的 2 倍,水平方向的阻尼系数增大了 0.7 倍。通过计算得到不同椭圆度下轴承

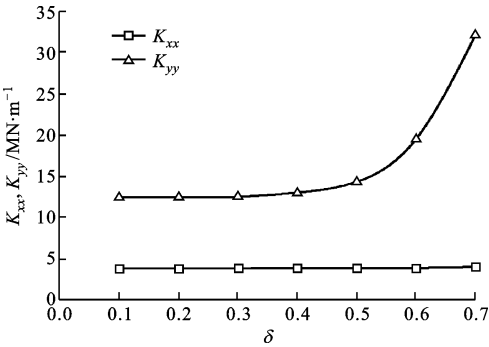


图 3 椭圆度对油膜刚度系数的影响

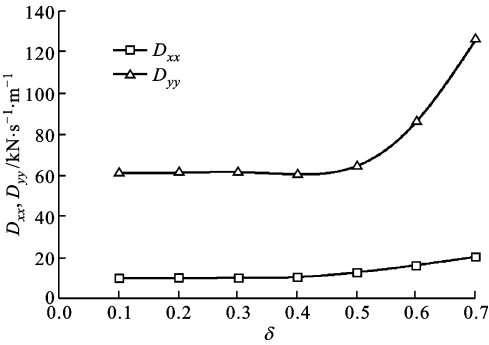


图 4 椭圆度对油膜阻尼系数的影响

刚度系数和阻尼系数的变化规律,可以为随后的动力学研究提供参考。

2 椭圆度可调滑动轴承-转子系统的动力学分析

2.1 转子加速过程的动力学模型

转子加速过程中系统的动力学特性会发生很大变化,当接近临界转速时,转子的振幅会急剧增大,而过大的振动会威胁到转子系统的安全运行。下面将利用本文提出的椭圆度可调滑动轴承,研究在振幅过大时,通过调节椭圆度改变油膜间隙来抑制转子振动的方法,以提高转子运行的稳定性。

图 5 所示是圆轴承支撑时转子系统加速过程的振动响应,可以看出随着转速 n 的增加转子垂直方

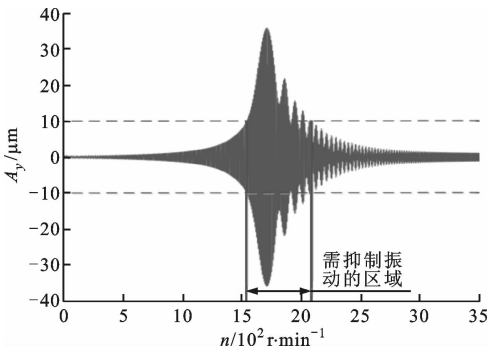


图 5 圆轴承支撑时转子系统加速过程的振动响应

向的振幅 A_y 增大,当转速达到临界转速附近时振幅急剧增大,这时转子系统存在安全隐患。为了减小振幅,使转子系统安全稳定地运行,可以在达到临界转速前通过调节油膜间隙来减小振幅。图5中的虚线表示振动的安全阈值,当振幅超过虚线后转子系统可能无法正常运行;2条竖实线中间的区域就是需要调整椭圆度以减小振幅的转速区域。

为了研究椭圆度可调滑动轴承-转子系统加速

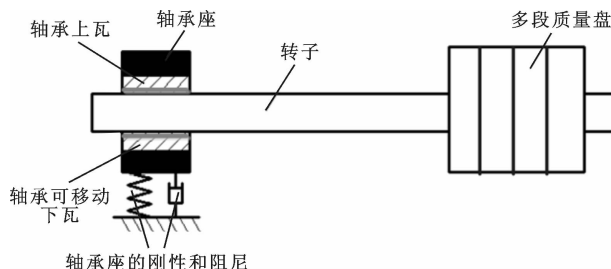


图6 椭圆度可调滑动轴承-转子系统模型

根据转子系统的结构参数建立两端轴承支撑的转子系统有限元模型,整个有限元模型离散为9个节点,共8个单元、18个自由度,如图7所示,其中 $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{K}$ 、 $\mathbf{C}$ 分别为转子系统的质量矩阵、刚度矩阵和阻尼矩阵, $\mathbf{Q}$ 为系统的自由度, $\mathbf{F}$ 为系统所受的载荷。轴承矩阵分布在第2和第8个节点位置,质量盘矩阵在第5个节点位置。当系统的椭圆度改变时,只需要把相应椭圆度下的刚度和阻尼代入轴承节点的矩阵中,然后建立对应的动力学方程来求解响应。

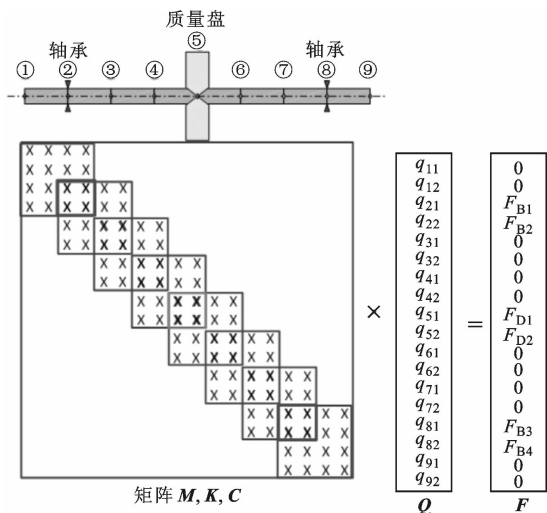


图7 动力学矩阵的组装

转子-轴承系统的动力学方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F}$$

位移响应计算公式为

$$\mathbf{q} = [-\Omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{j}\Omega(\mathbf{D}\mathbf{G} + \mathbf{C}) + \mathbf{K}]^{-1} \cdot \mathbf{F}$$

过程的动力学特性,建立对应的转子-轴承系统模型,如图6所示。在转子的两端安装轴承,中间安装质量盘,然后通过调节椭圆度来改变轴承的油膜间隙,研究不同椭圆度下转子-轴承系统的动力学特性。转子-轴承系统的参数如下:最大转速 3 000 r/min;转子长度 1 350 mm;转子直径 40 mm;质量盘直径 230 mm;质量盘厚度 90 mm;杨氏模量 206 GPa;密度 7 850 kg/m³。

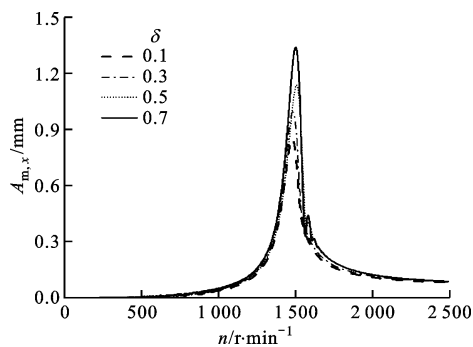
$$\Omega^2 \begin{Bmatrix} m\epsilon e^{i\delta} \\ -j m\epsilon e^{i\delta} \\ j(I_d - I_p)\beta e^{i\gamma} \\ (I_d - I_p)\beta e^{i\gamma} \end{Bmatrix}$$

式中: $\mathbf{M}$ 为结构质量矩阵; $\mathbf{C}$ 为阻尼矩阵; $\mathbf{K}$ 为结构刚度矩阵; $\mathbf{q}$ 为位移向量; $\mathbf{F}$ 为载荷矩阵; $\mathbf{G}$ 为陀螺矩阵; m 为转子的总质量; ϵ 为偏心距; Ω 为转子的角速度; δ 为相位角; I_d 为转子的惯性矩; I_p 为转子的极惯性矩; $\gamma = I_p/I_d$ 。阻尼矩阵 $\mathbf{C}$ 考虑了陀螺效应和 Rayleigh 阻尼矩阵,其中 Rayleigh 阻尼矩阵为 $\mathbf{M}$ 和 $\mathbf{K}$ 的线性组合,即 $\alpha\mathbf{M} + \beta\mathbf{K}$,其中 α 和 β 是不依赖于频率的常数,它们与系统的阻尼系数和前2阶固有频率有关。 $\mathbf{F}$ 由不平衡力和重力组成。

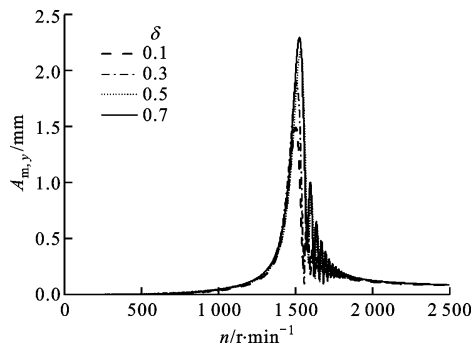
2.2 不同椭圆度下转子系统的动力学响应

利用图6所示椭圆度可调轴承-转子模型,研究了不同椭圆度下转子系统的动力学响应。根据图3、图4可得到不同椭圆度下轴承的刚度和阻尼值,再把刚度和阻尼值分别代入动力学方程中,然后利用 Runge-Kutta 变步长积分求解动力学方程,得到转子加速过程的动力学响应。

设转子以 1.5 rad/s² 的恒定加速度经过临界转速,分别设置轴承椭圆度为 0.1、0.3、0.5 和 0.7,计算转子系统加速过程的振动响应。图8、图9分别是不同椭圆度下转子在中间位置和轴承位置的振动响应图,其中 $A_{m,x}$ 、 $A_{m,y}$ 分别代表质量盘处转子水平方向和垂直方向的振幅, $A_{b,x}$ 、 $A_{b,y}$ 分别代表轴承位置转子水平方向和垂直方向的振幅。

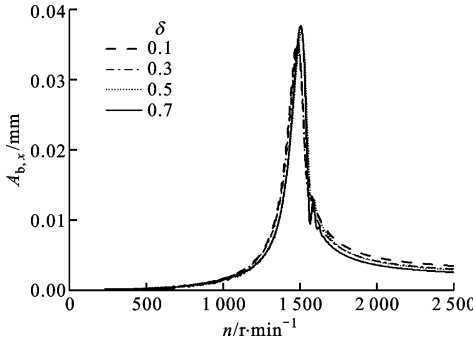


(a) 水平方向的响应

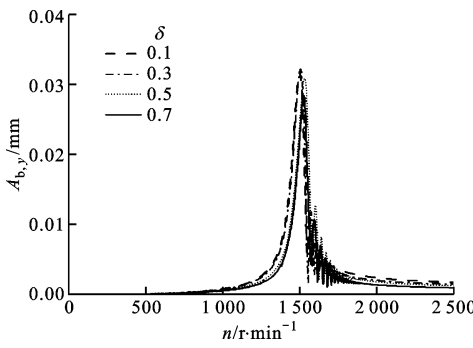


(b) 垂直方向的响应

图 8 转子在质量盘处的振动响应计算结果



(a) 水平方向的响应



(b) 垂直方向的响应

图 9 转子在轴承支撑处的振动响应计算结果

从图 8 可以看出:转子振幅的减小程度与轴承椭圆度有紧密联系,经过临界转速时椭圆度越小抑振效果越明显;通过引入椭圆度可调滑动轴承,转子

经过临界转速时转子盘处的振幅最多可降低 36%。

由图 3、图 4 可知,椭圆度越小则对应的刚度系数和阻尼系数也越小,因此可以得出结论:在临界转速时,较小的刚度和阻尼系数可以导致更强的振动抑制效果。当椭圆度从 0.7 调到 0.1 后,垂直方向的振幅从 2.25 mm 减小到 1.45 mm,水平方向的振幅从 1.35 mm 减小到 0.85 mm,水平方向和垂直方向有几乎相同的抑振效果。

由图 9 可知,在椭圆度的调节过程中,转子在轴承位置的响应幅值没有出现剧烈的变化,说明在临界转速时,调节椭圆度对轴承位置的振动不会产生很大影响,但是在 2 000~2 500 r/min 范围内,转子的振幅有增大的趋势,大约增大了 20 μm,这是因为这个转速范围远离临界转速,转子表现为刚性转子,这时椭圆度减小会增大转子的振动。由此可以得出结论:在远离临界转速时,可以通过增大滑动轴承的椭圆度来抑制转子的振动。

上面的计算结果表明:当转子通过临界转速时,转子表现为柔性转子系统,这时较小的椭圆度对应较小的刚度系数和阻尼系数,可产生较强的振动抑制作用;当转子远离临界转速时,转子表现为刚性转子系统,这时较大的椭圆度对应较大的刚度系数和阻尼系数,也可产生较好的振动抑制效果。

3 椭圆度可调滑动轴承-转子系统的试验研究

3.1 设计并搭建转子轴承系统试验台

为了验证前面的理论计算,自主设计并搭建了与数值分析模型完全一致的转子-轴承系统试验台,图 10 是试验台设计方案及数据采集方案。2 对位移传感器成 90°分别安装在轴承支撑处和转子中间位置,采集转子在这 2 个位置的水平和垂直方向振动,这样的数据采集方案可以测量轴承位置的运转状况和转子的最大振幅,实时监测整个转子-轴承系统的工作状态。

3.2 轴承结构及椭圆度调节方法

椭圆度可调滑动轴承的设计结构如图 1 所示,轴承的上瓦固定,下瓦可以随着丝杠的转动上下滑动。丝杠与下瓦之间通过楔形滑块连接,经由楔形滑块把丝杠的转动转化为下瓦的上下滑动。楔形滑块与下瓦接触的平面的斜度为 1:125,丝杠每转 1 圈滑块移动 2 mm,并带动轴瓦上下滑动 16 μm。根据第 2 节中的椭圆度计算公式 $\delta=1-\frac{C_{\min}}{C_{\max}}$,可以得

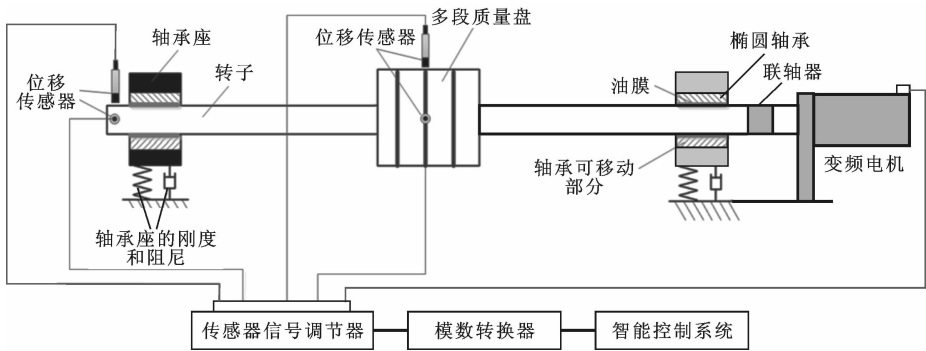


图 10 试验台设计方案及数据采集方案

到丝杠每转 2 圈椭圆度变化 0.1。当丝杠在原始位置时,轴承为圆轴承。随着丝杠的转动椭圆度增大,当丝杠转动 2 圈时椭圆度为 0.1,当丝杠转动 14 圈时椭圆度为 0.7。试验的操作过程就是按照这种设计方法来实现椭圆度的调节。

3.3 试验方案

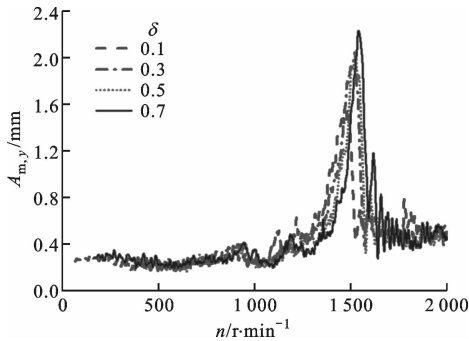
本次试验的目的是研究轴承椭圆度和转速等因素对转子振动的影响。根据试验目的,结合试验台的实际情况,设计试验步骤如下。

首先把椭圆度调节为 0.1,在 30 s 内转速从 0 直线加速到 2 700 r/min,测量轴承和质量盘位置处转子的振动位移;然后将椭圆度分别调至 0.2、0.3、0.4、0.5、0.6、0.7,重复采集轴颈的振动位移;最后在 20 s 内从 2 700 r/min 直线减速停机。采样频率为 3 124 Hz,每隔 1 s 采集一次,每次采集时间为 1 s,每个工况采集 60 s。

3.4 试验结果分析

按照试验步骤采集试验数据,并绘制加速过程中转子的振动位移曲线,如图 11、图 12 所示。

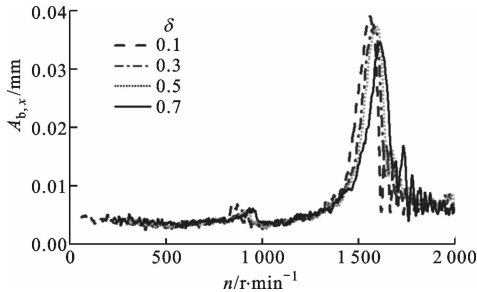
由图 11 可知,较小的椭圆度具有较强的抑振作用。随着椭圆度从 0.7 调整到 0.1,转子通过临界转速时质量盘处的振幅显著减小,在水平方向上从 1.4 mm 减小到 0.96 mm,在垂直方向上从 2.2 mm 减小到 1.5 mm,减幅高达 31.8%,说明转子在经过



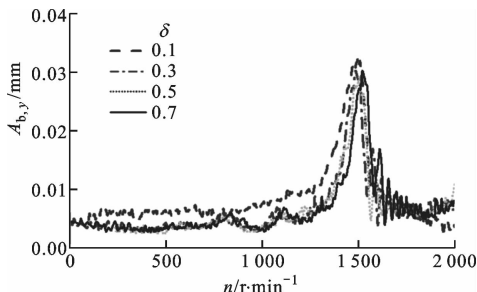
(b)垂直方向的响应

图 11 不同椭圆度下转子在质量盘处的振动响应

临界转速时,通过调节椭圆度可以有效抑制振动,并且水平方向和垂直方向的抑振效果相同。由图 12 可知,通过调节椭圆度,轴承支撑处转子的振幅不会出现剧烈变化,随椭圆度从 0.7 调整到 0.1,转子经过临界转速时的振幅略有增大。

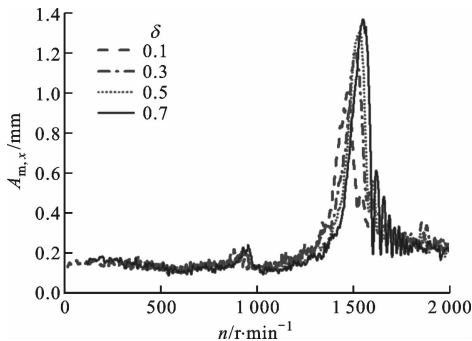


(a)水平方向的响应



(b)垂直方向的响应

图 12 不同椭圆度下转子在轴承支撑处的振动响应



(a)水平方向的响应

试验得到的结果与前面理论计算的结果非常吻合,即当转子通过临界转速时,转子表现为柔性转子系统,这时较小的椭圆度可导致较强的抑制振动效果,抑振效果可以达到 30% 以上,并且水平方向和垂直方向的抑振效果几乎相同。

理论计算结果显示,在 2 000~3 000 r/min 转速范围内,减小椭圆度会在轴承位置出现振幅增大的趋势,与临界转速区域的结果截然相反,说明在远离临界转速的区域,增大椭圆度可能出现振幅减小的情况。因此,分别在 1 000 和 2 000 r/min 固定转速下调节椭圆度,研究转子的振动变化。

在 1 000 r/min 转速下采集不同椭圆度时的试验信号,并绘制出对应的时域频域信号图,如图 13、图 14 所示,其中 A_x 、 A_y 分别为转子水平方向和垂直方向的振动幅值, A 为转子系统的振动幅值, f 为转子的振动频率。从这 2 个图中可以观察到,时域信号的变化比较有规律,频域信号除了转频外,其他信号的值很小,采集的信号中没有干扰信号。

图 15 是用转速为 2 000 r/min、不同椭圆度下采集的试验数据绘制的轴心轨迹。由于篇幅限制,文中只绘制了椭圆度从 0.1 调节到 0.7 过程的轴心轨迹,但依然可以有效表明椭圆度调节过程中转子系统振动响应的变化情况。

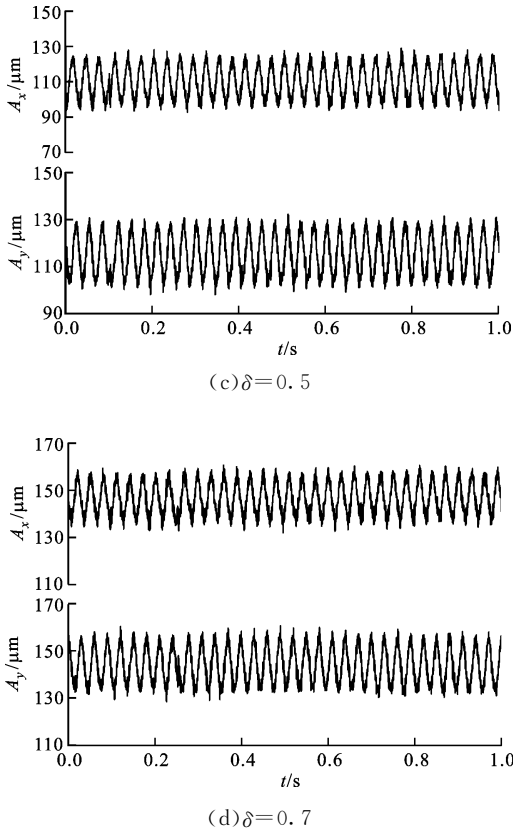
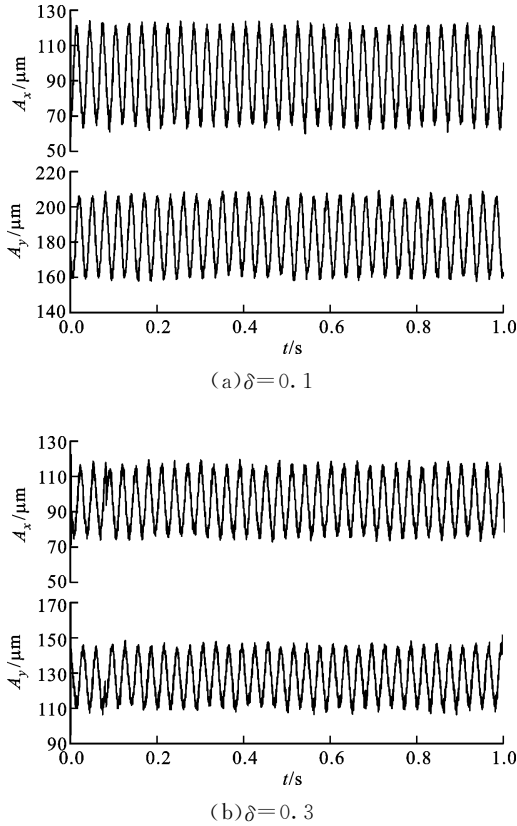


图 13 不同椭圆度下采集数据的时域信号
(转速为 1 000 r/min)

图 14 不同椭圆度下采集数据的频域信号
(转速为 1 000 r/min)

从图 15 可以看出:转子的轴心轨迹呈椭圆形;在固定转速下,转子振动的幅值随轴承椭圆度的增大而减小;随椭圆度从 0.1 调节到 0.7,轴心轨迹逐渐减小,减小程度达到 50% 以上。

由图 15 还可以发现,当椭圆度为 0.3 时,轴心

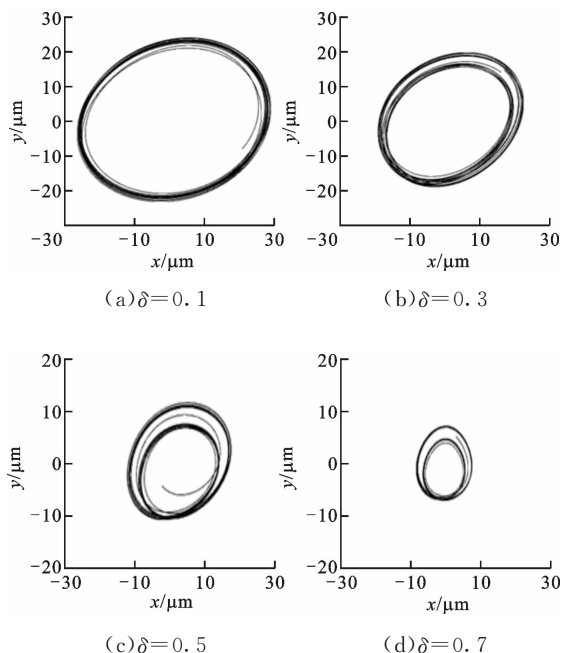


图 15 不同椭圆度下的转子轴心轨迹
(转速为 2 000 r/min)

轨迹出现了大圈套小圈的现象。由图 16 所示的频谱分析结果可以看出,当椭圆度调到 0.3 时,系统除了因为质量不平衡导致的转子同频振动外,还出现了一个新的振动分量,频率为转频的一半。这个振动分量是由滑动轴承的油膜涡动造成的,图 15 中出现的轴心轨迹大圈套小圈即是由于发生了油膜涡动。油膜涡动一般不会破坏轴承的正常润滑,对转子的正常运行影响不大,但是它是转子-轴承系统开始出现失稳的前兆。

由图 16 还可以发现,出现油膜涡动后再继续增

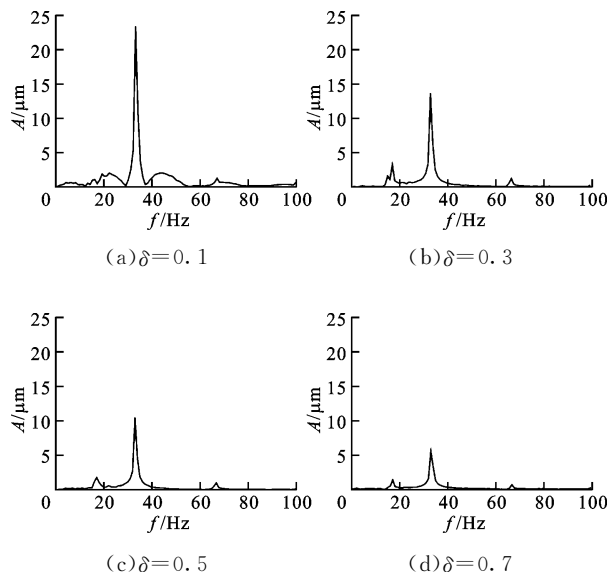


图 16 不同椭圆度下的转子振动频谱分析结果
(转速为 2 000 r/min)

大椭圆度,则同频振动分量和半频分量都减小,这说明即使出现了油膜涡动,通过调节椭圆度仍然可以有效抑制转子的振动。

4 结 论

(1)滑动轴承的椭圆度对刚度系数和阻尼系数影响很大。转子-轴承系统在升速过程中,通过调节椭圆度改变油膜间隙,可以有效地改变转子-轴承系统的动力学特性;合理地调节椭圆度,能够提高转子系统的稳定性。

(2)减小滑动轴承的椭圆度可以抑制临界转速区域的振动。在经过临界转速区域时,转子属性表现为柔性转子系统,这时通过减小椭圆度来增大油膜间隙,能有效地抑制转子的振动,抑振效果可以达到 30% 以上,并且水平和垂直方向的抑振作用几乎相同。

(3)增大滑动轴承的椭圆度可以抑制临界转速以外区域的振动。在远离临界转速的区域,转子属性表现为刚性转子系统,这时通过增大椭圆度来减小油膜间隙,同样能有效地抑制转子的振动,抑振效果可以达到 50% 以上,并且即使出现油膜涡动,增大椭圆度仍然可以有效减小转子的振动。

参考文献:

- [1] KIRK R G, GUNTER E J. The effect of support flexibility and damping on the synchronous response of a single-mass flexible rotor [J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 1972, 94(1): 221-232.
- [2] IWATA Y, NONAMI K. Vibration control of rotating shaft with self-optimizing support system [J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers: C, 1984, 27(228): 1306-1311.
- [3] ISHIDA Y, LIU J. Vibration suppression of rotating machinery utilizing discontinuous spring characteristics [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2008, 130(3): 1-7.
- [4] LEE A S, KIM B O, KIM Y C. A finite element transient response analysis method of a rotor-bearing system to base shock excitations using the state-space Newmark scheme and comparisons with experiments [J]. Journal of Sound & Vibration, 2006, 297(3): 595-615.
- [5] REINIG K D, DESROCHERS A A. Disturbance accommodating controllers for rotating mechanical system [J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 1986, 108(1): 24-31.

- [6] NONAMI K, ZHEN L Y. Model control with variable feedback for structural vibration systems: 2nd report Application of a variable velocity feedback method to flexible rotor systems [J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers: C, 1989, 55(517): 2336-2340.
- [7] HAN Q K, CHU F L. Parametric instability of flexible rotor-bearing system under time-periodic base angular motions [J]. Applied Mathematical Modelling, 2015, 39(15): 4511-4522.
- [8] ROHIT D, SURESH V. Analyzing micropolar lubrication in noncircular hybrid journal bearings [J]. Tribology Transactions, 2014, 57(2): 182-189.
- [9] 刘树鹏. 舰船纵横倾作用下转子轴承系统动力学特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011: 40-71.
- [10] 张宏献, 徐武彬, 王镇江, 等. 椭圆度对椭圆滑动轴承稳定性的影响 [J]. 中国机械工程, 2011, 22(20): 2466-2468.
- ZHANG Hongxian, XU Wubin, WANG Zhenjiang, et al. Effects of ovality errors on dynamics stability of elliptic hydrodynamic journal bearings [J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22(20): 2466-2468.
- [11] 张磊, 裴世源, 徐华. 摇摆工况下两种舰船转子轴承系统的安全性与稳定性研究 [J]. 中国科学: 技术科学, 2017, 47(4): 719-732.
- ZHANG Lei, PEI Shiyuan, XU Hua. Safety and stability of two kinds of ship rotor bearing system under rolling condition [J]. Scientia Sinica: Technologica, 2017, 47(4): 719-732.
- [12] 张磊, 裴世源, 徐华, 等. 摇摆工况下错位瓦轴承支撑的转子系统动力学特性 [J]. 中国机械工程, 2017, 28(18): 2161-2170.
- ZHANG Lei, PEI Shiyuan, XU Hua, et al. Dynamic characteristics of rotor system support by offset bearings under swinging condition [J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(18): 2161-2170.

[本刊相关文献链接]

- 张西宁, 向宙, 唐春华. 一种深度卷积自编码网络及其在滚动轴承故障诊断中的应用. 2018, 52(7): 1-8. [doi: 10. 7652/ xjtuxb201807001]
- 孟文俊, 张四聪, 淡紫嫣, 等. 按类统计方法在滚动轴承可视化可靠性动态评估中的应用. 2018, 52(6): 23-29. [doi: 10.

7652/xjtuxb201806004]

- 韦祥, 李本威, 张赞. 采用符号时间序列分析的轴承早期微弱故障预警. 2018, 52(6): 84-90. [doi: 10. 7652/ xjtuxb201806013]
- 易甜, 张刚, 张天骐, 等. 二阶随机共振系统的冲击信号检测. 2018, 52(6): 106-113. [doi: 10. 7652/ xjtuxb201806016]
- 郑文斌, 裴世源, 洪军. 表面微织构对滑动轴承支撑主轴稳定性的影响. 2018, 52(5): 88-93. [doi: 10. 7652/ xjtuxb201805013]
- 陈保家, 汪新波, 严文超, 等. 采用品质因子优化和子带重构的共振稀疏分解滚动轴承故障诊断方法. 2018, 52(4): 70-76. [doi: 10. 7652/ xjtuxb201804010]
- 张胜伦, 裴世源, 徐华, 等. 考虑瞬态冲击和弹性变形的滑动轴承特性与动力学响应. 2018, 52(1): 100-106. [doi: 10. 7652/ xjtuxb201801015]
- 李昊, 陈淑江, 马金奎, 等. 传递函数法轴承-转子系统不平衡响应抑制. 2017, 51(12): 91-97. [doi: 10. 7652/ xjtuxb201712014]
- 张西宁, 雷威, 李兵. 主分量分析和隐马尔科夫模型结合的轴承监测诊断方法. 2017, 51(6): 1-7. [doi: 10. 7652/ xjtuxb201706001]
- 夏平, 徐华, 马再超, 等. 采用改进 HVD 与 Lempel-Ziv 复杂性测度的滚动轴承早期损伤程度评估方法. 2017, 51(6): 8-13. [doi: 10. 7652/ xjtuxb201706002]
- 方斌, 张进华, 洪军, 等. 联合载荷作用下高速角接触球轴承快速计算方法及接触角分析. 2017, 51(6): 115-121. [doi: 10. 7652/ xjtuxb201706019]
- 张帆, 金英泽, 王祥, 等. 可倾瓦导轴承液膜力非线性指数模型及应用研究. 2017, 51(3): 72-79. [doi: 10. 7652/ xjtuxb201703013]
- 郝维娜, 令锋超, 刘志刚, 等. 轴承滚珠面型误差激光干涉测量系统的研究. 2016, 50(6): 83-89. [doi: 10. 7652/ xjtuxb201606013]
- 张平, 张小栋, 董晓妮, 等. 滑动轴承润滑油膜厚度光纤动态精密检测模型. 2016, 50(5): 45-50. [doi: 10. 7652/ xjtuxb201605007]
- 雷默涵, 姜歌东, 梅雪松, 等. 高速球轴承微接触弹流摩擦及生热分析. 2016, 50(4): 81-88. [doi: 10. 7652/ xjtuxb201604013]
- 于东, 李小虎, 张进华, 等. RV 减速器主轴承拟静力学模型快速计算迭代方法. 2016, 50(4): 100-107. [doi: 10. 7652/ xjtuxb201604016]

(编辑 葛赵青)