

旋转机械支座松动的滑动轴承润滑膜动态特征*

董晓妮^{1,2}, 张小栋^{1,2}, 闫三永², 陈萍³

(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 西安, 710049)

(2. 西安交通大学机械工程学院 西安, 710049) (3. 乌鲁木齐民族干部学院三大队 乌鲁木齐, 830002)

摘要 滑动轴承支承的旋转机械支座松动故障的转子振动信号特征易与转子不对中、裂纹、碰磨等故障特征混叠, 从而造成误诊。针对此问题, 从研究润滑膜的动态特征入手, 提出基于润滑膜动态特征检测的支座松动故障识别方法。以一端松动的单跨单圆盘转子系统为研究对象, 建立了单端支座松动故障的动力学模型, 并对旋转机械支座松动时滑动轴承润滑膜厚度动态特征进行了仿真和实验研究, 分析了润滑膜厚度随转速的变化规律及其频谱特征, 得出了支座松动时敏感润滑膜厚度的动态变化规律。利用此特征识别旋转机械支座松动故障, 可避免基于转子振动信号对支座松动故障识别的不足。

关键词 支座松动; 润滑膜; 动态特征; 旋转机械

中图分类号 TH113.1

引言

转子系统支承松动故障会降低系统的抗振能力, 使原有的不平衡、不对中所引起的振动更加剧烈。当松动故障严重时, 旋转机械可能引起转动件与静止件碰撞、摩擦等故障, 甚至导致灾难性事故发生^[1]。国内外学者对支座松动故障的识别做了大量研究, 为该故障的诊断提供了理论支持和方法^[2-6]。但是, 他们的研究都是基于转子上的振动信号, 在实际进行松动故障诊断时, 由于转子系统的强非线性特性, 在转子上测得的振动信号特征有可能与转子的不对中、裂纹、碰磨等故障的特征混叠, 从而造成误诊, 导致支座松动故障的实际识别率并不高。对于滑动轴承支承的转子, 润滑膜的状态也能一定程度上反映转子系统的运行状况, 包括油膜厚度分布、油膜压力分布和油膜温度分布等。由于润滑膜处于密封的轴瓦之内, 不会受到外界环境的干扰, 通过润滑膜特征去实现旋转机械故障的识别将会成为旋转机械故障诊断的一个新方向。

笔者通过转子系统支座松动的建模与求解进行润滑膜厚度的非线性特征仿真研究, 进行理论上敏感润滑膜厚度动态特征的提取, 利用润滑膜厚度监测系统标定并完成支座松动故障下敏感润滑膜厚度的特征提取, 以实现该故障的定性诊断。

1 旋转机械支座松动建模

1.1 转子-轴承系统动力学模型

如图 1 所示的两端由相同滑动轴承支承且一端发生支座松动的转子系统, 假定左端支座发生松动, 将轴承座与基础之间的连接等效为一个弹簧质量阻尼系统, k_s 和 c_s 为其等效刚度和阻尼系数。由于未松动端轴承座的位移很小, 在此将其看为固定连接, 当支座发生松动时, 它们均为分段线性。 m_1 和 m_2 分别为转子在支撑处和圆盘处的等效质量, m_3 为支承座的质量, c_1 和 c_2 分别为圆盘处和两端轴颈处的阻尼系数, k 为转轴的刚度, F_{x1} 和 F_{y1} 为松动端油膜力的水平和垂直分量, F_{x2} 和 F_{y2} 为未松动端的油膜力的水平和垂直分量^[7]。

1.2 建立动力学方程

如图 1 建立坐标系, 假设松动端在轴瓦中的位置坐标为 (x_1, y_1) , 未松动端在轴瓦中的位置坐标为 (x_2, y_2) , 圆盘的水平位移为 x_3 , 垂直位移为 y_3 , 松动端支承座的垂直位移为 y_4 , 则松动端轴心的水平位移为 x_1 , 垂直位移为 $y_1 + y_4$, 未松动端轴心的水平位移为 x_2 , 垂直位移为 y_2 。

松动端受力平衡得

* 国家自然科学基金资助项目(51405366)
收稿日期: 2013-12-30; 修回日期: 2014-03-06

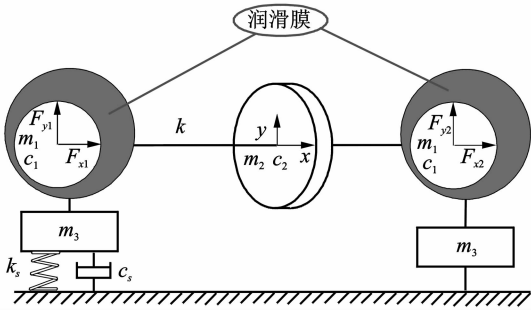


图 1 一端支座松动转子-轴承系统动力学模型

Fig.1 The dynamic model of single and pedestal looseness fault

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k(x_1 - x_3) = F_{x1} \\ m_1 (\ddot{y}_1 + \ddot{y}_4) + c_1 (\dot{y}_1 + \dot{y}_4) + k(y_1 + y_4 - y_3) = F_{y1} - m_1 g \end{cases} \quad (1)$$

未松动端受力平衡得

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_2 + c_1 \dot{x}_2 + k(x_2 - x_3) = F_{x2} \\ m_1 \ddot{y}_2 + c_1 \dot{y}_2 + k(y_2 - y_3) = F_{y2} - m_1 g \end{cases} \quad (2)$$

假设偏心量为 b , 轴颈转速为 ω , 则圆盘处受力平衡得

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_3 + c_2 \dot{x}_3 + k(x_3 - x_1) + k(x_3 - x_2) = m_2 b \omega^2 \cos(\omega t) \\ m_2 \ddot{y}_3 + c_2 \dot{y}_3 + k[y_3 - (y_1 + y_4)] + k(y_3 - y_2) = m_2 b \omega^2 \sin(\omega t) - m_2 g \end{cases} \quad (3)$$

松动端松动支承座受力平衡得

$$m_3 \ddot{y}_4 + c_s \dot{y}_4 + k_s y_4 = -F_{y1} - m_3 g \quad (4)$$

结合式(1)~式(4), 可得该转子系统支座松动时的动力学方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F} \quad (5)$$

其中 $\mathbf{X} = [x_1 \ y_1 \ x_2 \ y_2 \ x_3 \ y_3 \ y_4]^T$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_1 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_1 \\ 0 & 0 & c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_s \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k & 0 & 0 & 0 & -k & 0 & 0 \\ 0 & k & 0 & 0 & 0 & -k & k \\ 0 & 0 & k & 0 & -k & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k & 0 & -k & 0 \\ -k & 0 & -k & 0 & 2k & 0 & 0 \\ 0 & -k & 0 & -k & 0 & 2k & -k \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_s \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{F} = [F_{x1} \ F_{y1} - m_1 g \ F_{x2} \ F_{y2} - m_1 g \ m_2 b \omega^2 \cos(\omega t) \ m_2 b \omega^2 \sin(\omega t) - m_2 g \ -F_{y1} \ -m_3 g]^T$$

其中: k_s 和 c_s 为分段线性。

当 y_4 小于 0 时, 轴承座向下压底座, 其受到底座的约束, 此时刚度较大; 当 y_4 大于松动间隙 δ_0 时, 轴承座将螺栓轴向拉长, 其受到螺栓的约束; 其他情况下可以认为轴承座不受约束。所以, 其表达式为

$$k_s = \begin{cases} k_{s1} & (y_4 > \delta_0) \\ 0 & (0 \leq y_4 \leq \delta_0) \\ k_{s2} & (y_4 < 0) \end{cases} \quad (6)$$

$$c_s = \begin{cases} c_{s1} & (y_4 > \delta_0) \\ 0 & (0 \leq y_4 \leq \delta_0) \\ c_{s2} & (y_4 < 0) \end{cases} \quad (7)$$

由于计算出的未知数数量级很小, 在此为了迭代方便和减小截断误差, 将式(5)进行无量纲化。令 $\mathbf{X}' = \mathbf{X}/c, \dot{\mathbf{X}}' = \dot{\mathbf{X}}/(c\omega), \ddot{\mathbf{X}}' = \ddot{\mathbf{X}}/(c\omega^2)$, 其中 c 为润滑膜的平均厚度, 则转子系统支座松动时的无量纲动力学方程为

$$\mathbf{M}'\ddot{\mathbf{X}}' + \mathbf{C}'\dot{\mathbf{X}}' + \mathbf{K}'\mathbf{X}' = \mathbf{F}' \quad (8)$$

其中: $\mathbf{X}' = [X_1 \ Y_1 \ X_2 \ Y_2 \ X_3 \ Y_3 \ Y_4]^T$; $\mathbf{M}' = \mathbf{M}; \mathbf{C}' = \mathbf{C}/\omega; \mathbf{K}' = \mathbf{K}/\omega^2; \mathbf{F}' = \mathbf{F}/(c\omega^2)$ 。

1.3 油膜厚度及油膜力的求解

本研究采用非线性油膜力模型且采用求解 Reynolds 方程来计算非线性油膜力^[8-9]。假设滑动轴承的润滑膜不可压缩且处于层流状态, 则反映其油膜力分布的 Reynolds 方程为

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (9)$$

其中: r 为轴径半径; θ 为圆周角度; h 为润滑膜厚度; z 为轴向坐标; p 为润滑膜压力(表压力); μ 为润滑油黏度(等温下为常数); ω 为轴径转速; t 为时间。

现假设以下无量纲形式: $H = h/c, (X, Y) = (x, y)/c, Z = z/L, P = \frac{p}{\mu\omega(r/c)^2}, \tau = \omega t$, 则 Reynolds 方程的无量纲形式为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{r}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = 6 \frac{\partial H}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial H}{\partial \tau} \quad (10)$$

油膜厚度计算简图如图2所示。其中: O 为轴瓦中心; O_1 为轴径中心; e 为偏心距; φ 为最小油膜厚度位置角。以 O 为坐标原点、竖直方向为 y 轴、水平方向为 x 轴建立直角坐标系。设轴径作逆时针转动, A 点为沿 y 轴正向逆时针转过 θ 后的计算点, h 即为 A 点处的油膜厚度。

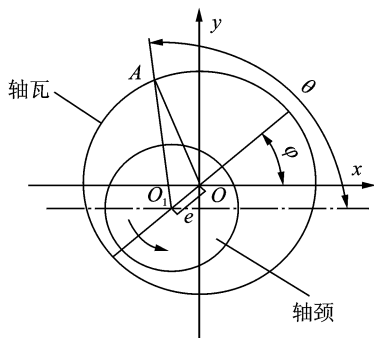


图2 油膜厚度计算简图

Fig. 2 Calculated diagram of lubrication film thickness

假设轴径中心 O_1 的坐标为 (x, y) ,则 $e = \sqrt{x^2 + y^2}$, $\sin\varphi = -y/e$, $\cos\varphi = -x/e$, A 点处的油膜厚度可表示为

$$h = c - (x\cos\theta + y\sin\theta) \quad (11)$$

则其无量纲油膜厚度为

$$H = 1 - (X\cos\theta + Y\sin\theta) \quad (12)$$

油膜厚度随时间的变化为

$$\frac{\partial H}{\partial \tau} = -(\dot{X}\cos\theta + \dot{Y}\sin\theta) \quad (13)$$

用有限差分法^[10]求解 Reynolds 方程,得到油膜力分布为

$$P_{i,j}^{(k)} = \beta \left[\frac{A_{i,j}P_{i+1,j}^{(k-1)} + B_{i,j}P_{i-1,j}^{(k)} + C_{i,j}P_{i,j+1}^{(k-1)} + D_{i,j}P_{i,j-1}^{(k)} - F_{i,j}}{E_{i,j}} - P_{i,j}^{(k-1)} \right] + P_{i,j}^{(k-1)} \quad (14)$$

其中: k 为迭代次数; β 为为松弛因子。

最佳松弛因子 β^* 可根据式(15)确定,式中 N 为方程组的维数,迭代收敛性判断采用事后估计,迭代准则为式(16),式中 δ 为相对误差允许值,一般取 10^{-3} ,由此可求得无量纲油膜力 P 的分布。

$$\beta^* = 2/(1 + \sin(180/(\sqrt{N} + 1))) \quad (15)$$

$$\sum_{i=2}^m \sum_{j=2}^n |P_{i,j}^{(k)} - P_{i,j}^{(k-1)}| / \left| \sum_{i=2}^m \sum_{j=2}^n |P_{i,j}^{(k)}| \right| \leq \delta \quad (16)$$

2 旋转机械支座松动的滑动轴承润滑膜动态变化仿真计算分析

润滑膜的状态变化包括厚度、温度和压力等的

变化,厚度变化是直接监测滑动轴承工作状态最常用的参数。当发生支座松动时,转子在 y 方向的运动幅度较为明显且特征丰富,此时对应 θ 为 90° 和 270° 时的润滑膜厚度。由于转子重力的作用,转子一般在轴瓦的下半部分运动,因此 90° 时润滑膜厚度较大,方便测量,且测量误差影响较小。因此确定此处的润滑膜厚度为支座松动时的敏感润滑膜厚度,记作 h_{sen} ,如图3所示。

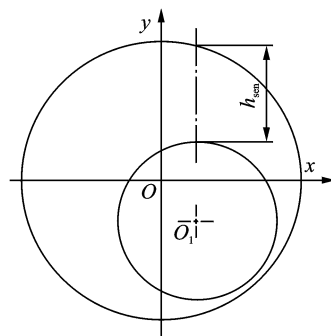


图3 敏感润滑膜厚度示意图

Fig. 3 The diagram of sensitive lubrication film thickness

由式(11)可得

$$h_{sen} = C - y \quad (17)$$

其无量纲形式为

$$H_{sen} = 1 - Y \quad (18)$$

采用4阶 Runge-Kutta 法对所建动力学方程组进行数值求解,积分步长 $h = \pi/256$,计算时间 $\tau = 40\pi$,为了得到其迭代的稳定解进行分析,舍去前100个周期的解。可得松动端敏感润滑膜厚度为

$$H_{sen1} = 1 - Y_1 \quad (19)$$

容易从迭代计算的 H_{sen1} 以 ω 为控制参数的分岔结果中得知, H_{sen1} 在转频 ω 从 $50 \sim 500$ rad/s的过程中发生了倍周期分岔,最后进入混沌状态,如图4所示。

从中可以看出: $\omega = 150$ rad/s时的相图为一封闭曲线,Poincare 截面图为1个点,频谱为离散的谱线,可以公约,系统为周期1运动,频谱包括1倍频、2倍频等周期成分; $\omega = 315$ rad/s即达到第1个分岔点时,相图为一封闭曲线,Poincare 截面图为2个点,频谱为离散的谱线,可以公约,系统为周期2运动,频谱增加了1/2倍频等周期成分; $\omega = 380$ rad/s即达到第2个分岔点时,相图为一封闭曲线,Poincare 截面图为4个点,频谱为离散的谱线,可以公约,系统为周期4运动,频谱增加了1/4倍频、3/4倍频等周期成分; $\omega = 400$ rad/s即达到第3个分岔点时,相图比较混乱,Poincare 截面图有不可数个,频谱为连续谱,所以系统为混沌运动。

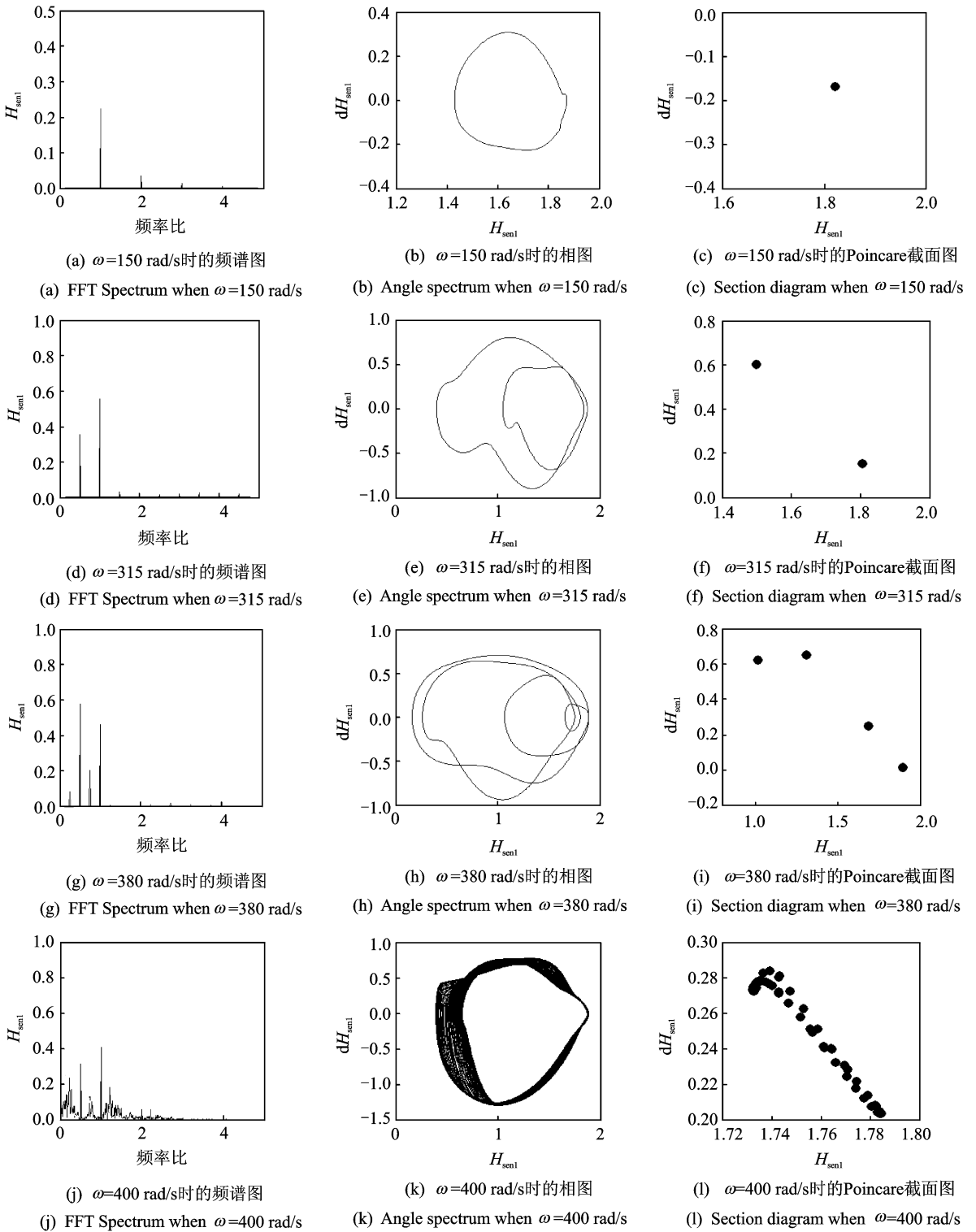


图 4 ω 取不同值时松动端最小油膜厚度响应

Fig. 4 The response of minimum lubrication film thickness from different ω

3 实验研究

3.1 敏感润滑膜厚度测量实验

在单跨双支承转子实验台上进行实验,采用经

过静态标定的双圈同轴式光纤位移传感器^[11],并将其两路光纤传感器互成 90° 安装于轴瓦上,如图 5 所示。为保证测量的距离始终处于传感器的线性区间 $500\sim 1\,000\ \mu\text{m}$ 内,而待测油膜厚度为 $0\sim 200\ \mu\text{m}$,因此选择初始测量距离为 $800\ \mu\text{m}$,此时两路光纤传感器到轴瓦的距离 k_1 和 k_2 均为 $636.46\ \mu\text{m}$,只需

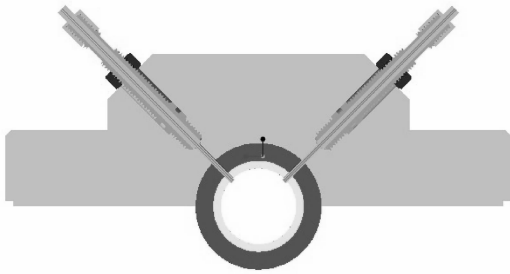


图5 光纤传感器安装示意图

Fig. 5 The installation diagram of optical fiber sensor

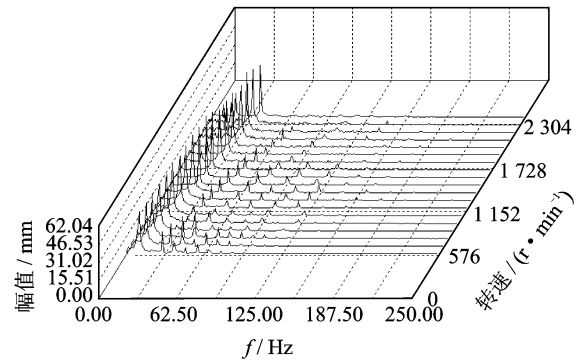


图6 支座松动时松动端敏感润滑膜厚度瀑布图

Fig. 6 The lubrication film thickness waterfall under Pedestal Looseness condition

要保证外圈内圈电压比值在 0.66 左右即可。从搭建的监测系统直接测量的敏感润滑膜厚度信号中含有较多毛刺,即高频干扰信号。在对信号进行分析之前,笔者选用了巴特沃斯低通滤波器进行信号的预处理,滤波器的截止频率选取幅值为 0.707 时对应的频率。

3.2 不同转速下支座松动敏感润滑膜厚度动态特征提取实验

以手动松动轴承座与底座联接的 M20 的螺栓 1/6 圈(即使松动间隙为螺距的 1/6, M20 的螺距为 2 mm)来模拟转子系统发生的支座松动故障。下面通过松动故障、不平衡故障(不平衡故障通过在转子圆盘上增加一个不平衡量产生)与正常工作下的润滑膜特征的比较,来说明松动故障时松动端润滑膜的特征,进行松动故障的识别^[12-14]。

支座松动时松动端敏感润滑膜厚度随转速从 600~2 400 r/min 变化时的瀑布图如图 6 所示。从

图中可以看出,敏感润滑膜信号刚开始除了 1 倍频成分外,还包含 2 倍频、3 倍频等倍频成分,但是之后逐渐消失,同时在 1 800 和 2 400 r/min 处有明显的频率“分岔”现象,产生了分倍频的成分^[15-16]。下面通过常规图谱和 Haar 小波分析不同转速下敏感润滑膜厚度的动态特征提取。

分别对转速为 600 r/min 时转子系统正常、不平衡时域信号及其频谱进行分析,可得正常时敏感润滑膜信号主要以 1 倍频为主,2 倍频等其他倍频成分较小,不平衡故障特征不明显。

图 7 为转速为 600 r/min 时转子一端松动的松动端敏感润滑膜厚度的时域信号、频谱及小波分析谱图。由图可以看出,此时支座松动故障特征也不明显。对敏感润滑膜厚度信号去均值,从 5 层小波

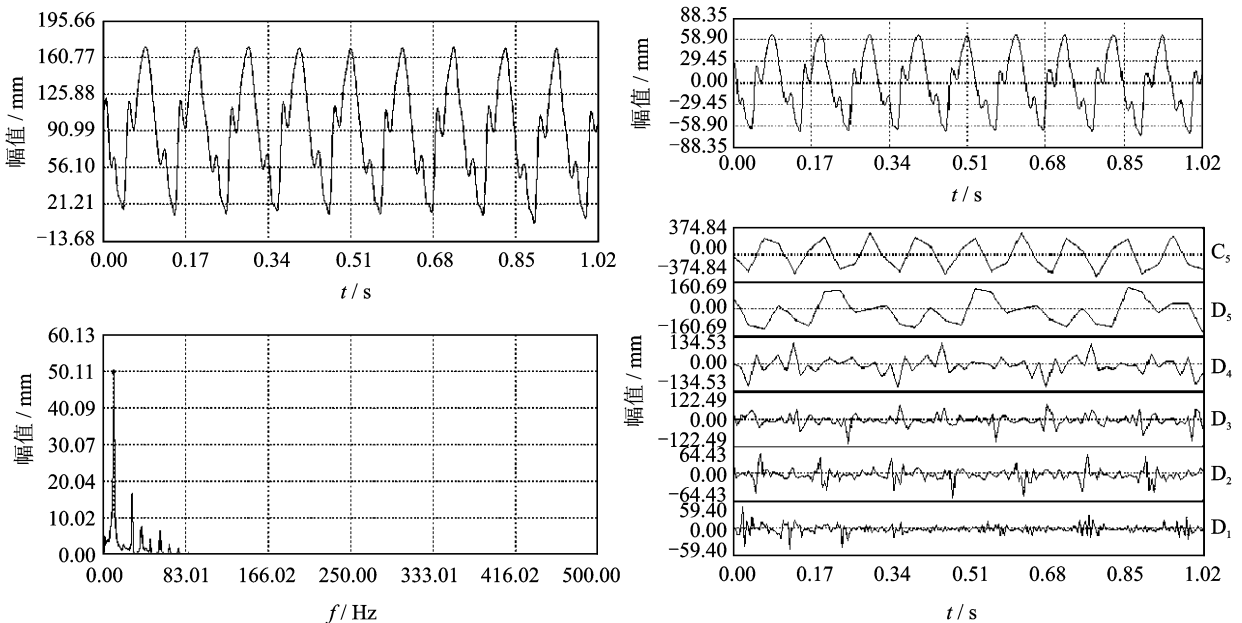


图7 转速为 600 r/min 时支座松动的敏感润滑膜厚度信号频谱和信号小波分析

Fig. 7 The FFT spectrum and wavelet analysis of lubrication film thickness under rotating speed 600 r/min

分析的结果可以看出,第 1 层(0~15.7 Hz)占据了主要能量,此时基频为 10 Hz,因此 1 倍频占主导。将转速提升为 1 800 r/min,观察系统正常、不平衡时域信号、频谱,并对同转速下转子一端松动时松动端敏感润滑膜厚度的时域信号及其频谱以及小波分析谱图进行分析。再将转子台转速提高到 2 400 r/min,分析得到系统正常时敏感润滑膜信号仍主要以 1 倍频为主,2 倍频等其他倍频成分较小。根据图 8 所示的同转速下转子一端松动时松动端敏感润滑膜厚度的时域信号、频谱以及小波分析谱图,

可以看出此时支座松动故障与不平衡故障特征呈现出明显不同:不平衡故障时,信号特征是 1 倍频、2 倍频等倍频成分很明显;支座松动故障时,2 倍频等倍频成分变得不明显,同时开始增加 1/4,1/2,3/4 等分倍频成分。

从 5 层小波分析结果可以得出,第 3 层(31.4~62.8 Hz)占主要能量,第 1 层(0~15.7 Hz)和第 2 层(15.7~31.4Hz)也占据了部分能量,此时基频为 40Hz,因此,此时 1 倍频为主,1/4 和 1/2 倍频也占据了部分能量。

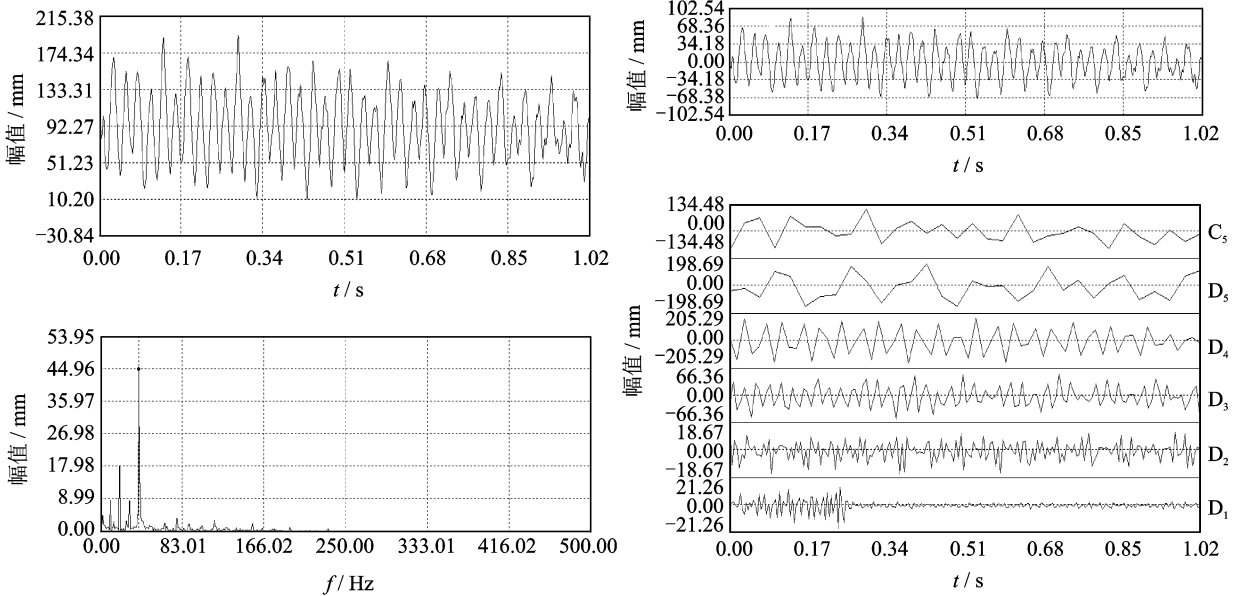


图 8 转速为 2 400 r/min 时支座松动的敏感润滑膜厚度信号频谱和信号小波分析

Fig. 8 The FFT spectrum and wavelet analysis of lubrication film thickness under rotating speed 2 400 r/min

综上所述,当转子系统正常运行时,其敏感润滑膜厚度的动态信号特征随着转速的提高主要是以 1 倍频为主;当转子系统不平衡时,转速很低时与正常信号接近,但是随着转速的提高,其 2 倍频等倍频成分开始不断增加;当转子系统支出现座松动,转速很低时与不平衡故障特征非常类似,随着转速的增加,其特征开始与不平衡时出现不同,2 倍频等倍频成分减少,开始出现 1/2 倍频,最后其特征与不平衡时明显不同,2 倍频等倍频成分开始不明显,出现了 1/4,1/2 和 3/4 等分倍频成分。该结论对通过监测滑动轴承最小油膜厚度和位置角进行松动故障的诊断具有一定的参考价值。

4 结 论

1) 建立了单跨单圆盘转子系统一端支座松动润滑膜动态变化的动力学模型和数学模型。用有限差分法求解了 Reynolds 方程,得到了非线性油膜力

的分布,分析了支座松动时敏感润滑膜厚度,并求解数学模型。

2) 对不同转速下敏感润滑膜厚度的非线性特征进行了仿真研究,得出敏感润滑膜厚度的动态特征,为实验研究支座松动故障提供了理论依据。

3) 采用经过静态标定的双圈同轴式光纤位移传感器进行实验研究,在所设计监测系统中对敏感油膜厚度进行了测量,通过滤波处理取得了良好的效果。

4) 最后分析了得到了转子系统正常、不平衡和支座松动 3 种状态下,敏感油膜厚度随着转速变化的动态特征:转子为 600 r/min 时,支座松动与不平衡特征类似,都是 1 倍频为主,2 倍频明显;1 800 r/min 时,支座松动的油膜特征开始出现半频成分,而不平衡的特征没有明显变化;2 400 r/min 时,支座松动的油膜特征出现 1/4,1/2 和 3/4 分倍频成分,而不平衡故障的特征增加了丰富的倍频成分;正常时始终是 1 倍频占主要成分。

5) 支座松动故障的特征与前面理论研究的结果吻合,证明了理论建模的正确性。

参 考 文 献

- [1] 刘献栋,何田,李其汉. 支承松动的转子系统动力学模型及其故障诊断方法[J]. 航空动力学报, 2005, 20(1): 54-59.
Liu Xiandong, He Tian, Li Qihan. Dynamic model of rotor system with support loosening and its diagnosis method[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(1): 54-59. (in Chinese)
- [2] 马辉,孙伟,刘杰,等. 旋转机械支座松动故障的实验[J]. 农业机械学报, 2007, 38(6): 134-137.
Ma Hui, Sun Wei, Liu Jie, et al. Experimental research on rotating machinery with pedestal looseness faults[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(6): 134-137. (in Chinese)
- [3] 廖明夫,邓小文,杨伸记. 诊断转子支座松动故障的一种新方法[J]. 振动、测试与诊断, 1999, 19(4): 359-363.
Liao Mingfu, Deng Xiaowen, Yang Shengji. A new approach to diagnosing the loosening of support of a rotor[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 1999, 19(4): 359-363. (in Chinese)
- [4] Lee S M, Choi Y S. Fault diagnosis of partial rub and looseness in rotating machinery using Hilbert-Huang transform [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2008, 22(11): 2151-2162.
- [5] Wu T, Chung Y, Liu C. Looseness diagnosis of rotating machinery via vibration analysis through Hilbert-Huang transform approach[J]. Journal of Vibration and Acoustics 2010, 132(3):1-9.
- [6] Chen C H, Shyu R J, Ma C K. A new fault diagnosis method of rotating machinery[J]. Shock and Vibration, 2008, 15(6): 585-598.
- [7] 张靖, 闻邦椿. 支座松动转子系统的振动特性分析[J]. 机械设计, 2006, 23(12): 47-49.
Zhang Jing, Wen Bangchun. Analysis on vibration characteristics of rotor system with pedestal looseness [J]. Journal of Machine Design, 2006, 23(12): 47-49. (in Chinese)
- [8] 张文, 郑铁生, 马建敏, 等. 油膜轴承瞬态非线性油膜力的力学建模及其表达式[J]. 自然科学进展, 2002, 12(3): 255-260.
Zhang Wen, Zheng Tiesheng, Ma Jianmin, et al. Modeling and expression of nonlinear oil-film force acting on a journal with unsteady motion and nonlinear instability analysis [J]. Progress in Natural Science, 2002, 12(3): 255-260. (in Chinese)
- [9] 邓转志, 杨金福, 付忠广, 等. 几种典型滑动轴承非线性油膜力稳态解析模型的分析比较[J]. 振动与冲击, 2008, 27(S): 181-186.
Deng Zhuanzhi, Yang Jinfu, Fu Zhongguang, et al. The analysis and comparison about several typical of the sliding bearing oil film nonlinear analytical model under steady-state conditions[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(S): 181-186. (in Chinese)
- [10] 马金奎. 滑动轴承非线性轴心轨迹的瞬态与周期特性研究[D]. 济南: 山东大学, 2010.
- [11] 李程启. 旋转机械转子振动光纤测量技术研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2012.
- [12] 罗跃纲, 闻邦椿. 双跨松动转子-轴承系统周期运动稳定性[J]. 振动与冲击, 2007, 26(8): 9-12.
Luo Yuegang, Wen Bangchun. Stability of two-span rotor-bearing system with pedestal looseness fault[J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(8): 9-12. (in Chinese)
- [13] Luo Yuegang, Zhang Songhe, Wu Bin, et al. Stability of periodic motion of nonlinear elastics rotor-bearing system with coupling faults of pedestal looseness and rub-impact [C] // 2010 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation. Changsha, China: IEEE Computer Society, 2010: 469-472.
- [14] 张伟忠, 韩晶, 焦映厚, 等. Jeffcott 转子-轴承系统的非线性动力学特性分析[J]. 机械工程师, 2011(4): 20-22.
Zhang Weizhong, Han Jing, Jiao Yinghou, et al. Characteristic analysis of nonlinear dynamic for Jeffcott rotor bearing system [J]. Mechanical Engineer, 2011(4): 20-22. (in Chinese)
- [15] 杨亮, 张小栋. 双圈同轴光纤束位移传感器研究[J]. 振动、测试与诊断, 2009, 29(2): 192-196.
Yang Liang, Zhang Xiaodong. Displacement sensor of two-circle reflective coaxial fiber bundle[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009, 29(2): 192-196. (in Chinese)
- [16] 张平, 张小栋, 刘春翔. 光纤传感器多点测量润滑油膜厚度方法[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(5): 618-621.
Zhang Ping, Zhang Xiaodong, Liu Chunxiang. Multi-point measurement of bearing oil film based on fiber-optical sensor[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(5): 618-621. (in Chinese)



第一作者简介:董晓妮,女,1976年2月生,讲师、博士研究生。主要研究方向为机械故障诊断。曾发表《Machine performance assessment based on integrated signal redundancy and bootstrap technique》《Journal of Vibroengineering》2012, Vol. 14, No. 3)等论文。
E-mail: birdy_dong@163.com

