

文章编号: 1000-8055(2009)07-1530-07

基于模型的转子系统不平衡量的估计

李常有¹, 徐敏强¹, 郭 耸², 王跃武³, 王日新¹, 高晶波¹

(1. 哈尔滨工业大学 航天学院, 哈尔滨 150001;

2. 哈尔滨工程大学 计算机科学与技术学院, 哈尔滨 150001;

3. 东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110004)

摘 要: 采用基于模型的方法对转子系统的不平衡量进行估计, 首先记录初始状态下的振动信号, 然后根据实时测得的不平衡响应信号, 得出差值振动信号, 联立转子系统的动力学方程, 得出不平衡等效载荷, 根据等效载荷, 得出不平衡的位置、相位及大小. 采用模态扩展技术实现由有限几个点的振动响应获取所需点上的响应. 由于噪声的影响, 提出了基于高斯小波的降噪方法. 仿真与实验结果表明, 这一方法能够比较准确地估计出转子系统的不平衡量.

关 键 词: 模型; 不平衡; 状态估计; 转子系统; 模态扩展技术

中图分类号: V231.96; TK474.7

文献标识码: A

Estimation of the unbalance magnitude of rotor system based on model

LI Chang-you¹, XU Min-qiang¹, GUO Song²,

WANG Yue-wu³, WANG Ri-xin¹, GAO Jing-bo¹

(1. School of Astronautics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;

2. School of Computer Science and Technology,

Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;

3. School of Mechanical Engineering and Automation,

Northeastern University, Shenyang 110004, China)

Abstract: The approach based on model was employed to estimate the unbalance magnitude of rotor system in this paper. The original vibration signal of rotor system must be recorded, then, the differences between online detected unbalance responses and original signals were computed. The equivalent loads on each node were calculated through dynamics equation of rotor system with the differences. The magnitude, location and phase of the unbalance were acquired according to the equivalent load. The vibration responses of the need nodes were estimated according to the response of the finite nodes by the modal expansion technique. The denoise approach based on gauss wavelet was proposed due to the existence of a lot of noise. The results show that the proposed approach in this paper is able to estimate the unbalance magnitude accurately.

Key words: model; unbalance; condition estimation; rotor system;
modal expansion technique

收稿日期: 2008-07-02; 修订日期: 2008-10-19

基金项目: 国家自然科学基金(10772061); 黑龙江省自然科学基金(ZJG0704)

作者简介: 李常有(1980-), 男, 贵州金沙人, 博士生, 主要从事设备状态评估与维修决策的研究.

E-mail: lichangyou@hit.edu.cn

随着故障诊断技术的深入开展, 视情维修受到越来越多的重视. 对旋转机械实施视情维修, 首先必须估计出转子系统的状态. 通常情况下, 转子系统的状态由多个状态参数决定, 如不平衡量、不对中量、转子的弯曲量等等. 因此, 对不平衡量的估计有着重要意义.

转子不平衡量的估计和不平衡故障诊断是两个不同概念, 不平衡故障诊断只需判断转子系统平衡与否, 而不平衡量的估计需要知道不平衡的严重程度. 通常转子系统都有一定的不平衡量, 但只有不平衡量达到一定程度, 转子系统才处于故障状态. 关于不平衡故障诊断的研究已经有不少方法, 如文献[1-4]等, 但都不能估计不平衡量.

目前, 故障诊断方法有两种: 一种是只从信号出发对故障进行判断, 称之为基于信号的处理方法; 另一种方法是基于模型的处理方法, 把测量的振动信号和模型联合起来, 对系统的状态进行估计. 基于模型的处理方法能定量地获得系统的状态, 故本文采用其估计转子系统的不平衡量.

1 方法的数学描述

设 $X_0 = \{x_1, \theta_{y1}, x_2, \theta_{y2}, \dots, x_N, \theta_{yN}\}$, $Y_0 = \{y_1, -\theta_{x1}, y_2, -\theta_{x2}, \dots, y_N, -\theta_{xN}\}$, $P_{x0} = \{F_{x1}, M_{y1}, F_{x2}, M_{y2}, \dots, F_{xN}, M_{yN}\}$, $P_{y0} = \{F_{y1}, M_{x1}, F_{y2}, M_{x2}, \dots, F_{yN}, M_{xN}\}$; M, G, K 分别为具有 N 节点的转子系统的广义位移、初始不平衡产生的广义载荷、系统质量矩阵、系统回转矩阵及系统刚度矩阵, 其中系统回转矩阵和刚度矩阵中已考虑了滑动轴承施加给转子系统的油膜力影响, 在忽略阻尼的情况下, 转子系统正常状态下的动力学方程为^[5]

$$\begin{aligned}MX_0 + GY_0 + KX_0 &= P_{x0} \\MY_0 - GX_0 + KY_0 &= P_{y0}\end{aligned}\tag{1}$$

当转子系统的不平衡位置、大小(量) 以及相位(用 β 表示) 发生变化时, 将改变系统的动力学行为, 设此时的广义位移为 X_t, Y_t , 与初始广义位移 X_0, Y_0 存在差值, 被称之为剩余广义位移, 其可以表达为^[6-8]

$$\begin{aligned}\Delta X_t &= X_t - X_0 \\ \Delta Y_t &= Y_t - Y_0\end{aligned}\tag{2}$$

同理, 剩余广义速度和加速度分别表示为

$$\begin{aligned}\Delta \dot{X}_t &= \dot{X}_t - \dot{X}_0 \\ \Delta \dot{Y}_t &= \dot{Y}_t - \dot{Y}_0 \\ \Delta \ddot{X}_t &= \ddot{X}_t - \ddot{X}_0\end{aligned}\tag{3}$$

$$\Delta \ddot{Y}_t = \ddot{Y}_t - \ddot{Y}_0\tag{4}$$

另一方面, 剩余广义位移、速度及加速度是由于不平衡参数 β (包括位置, 大小及相位) 的变化而导致外载荷变化引起, 则方程(1) 为

$$\begin{aligned}MX_t + GY_t + KX_t &= P_{x0} + \Delta P_x(\beta, t) \\ MY_t - GX_t + KY_t &= P_{y0} + \Delta P_y(\beta, t)\end{aligned}\tag{5}$$

将式(2), (3), (4) 式代入式(5), 并与式(1) 相减得

$$\begin{aligned}M\Delta \ddot{X}_t + G\Delta \ddot{Y}_t + K\Delta \ddot{X}_t &= \Delta P_x(\beta, t) \\ M\Delta \ddot{Y}_t - G\Delta \ddot{X}_t + K\Delta \ddot{Y}_t &= \Delta P_y(\beta, t)\end{aligned}\tag{6}$$

其中 $\Delta P(\beta, t)$ 称为等效载荷. 根据以上分析可以看出, 等效载荷是由于不平衡参数的变化导致的, 故可以采用等效载荷识别不平衡量及其他各参数.

采用等效载荷, 也即基于模型的不平衡量估计方法具有如下优点: 在估计不平衡量的同时, 可以容易地估计出不平衡的相位和位置; 其次, 只有出现不平衡的节点的等效载荷不为零, 其他节点上的等效载荷全部为零, 将整个系统参数的变化转化为局部载荷的变化, 这就容易消除虚假的不平衡并可对不平衡定位; 除此之外, 还比较容易计算, 即只需使用不平衡量增加时的振动信号(测量时, 转子系统的运行条件和测量条件必须与记录初始信号的条件相同) 与初始振动信号之差, 采用式(6) 右边的式子便可计算出.

上述推导过程以转子系统单一状态参数不平衡进行论述, 但事实上这一方法也适用于包含多个状态参数的情形, 此时通过式(6) 计算出的 ΔP 是由所有状态参数变化引起的, 但由于每种状态参数产生的等效载荷的特征不同, 故可以分解出各自的等效载荷. 通过分解出与不平衡相对应等效载荷的分析, 便可实时估计出转子系统的不平衡量.

2 不平衡等效载荷模型

所谓不平衡等效载荷模型, 就是由于不平衡参数变化而产生的、作用在转子系统的虚拟外载荷的数学描述. 图 1 为多圆盘转子系统运行过程中, 某个不平衡圆盘施加给整个系统的力和力矩图. 其中 R 为惯性力, L 为力矩, x_j, y_j 为圆盘的位移, θ 为转角, Ω 为转子转速.

依照图 1, 圆盘的惯性力在 x, y 方向的分力可以表达为^[5]

$$R_{jx} = -m_j \ddot{x}_j + m_j e_j \Omega^2 \cos(\Omega t + \phi_j)\tag{7}$$

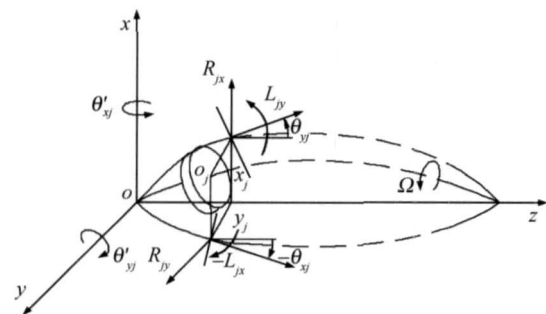


图 1 某个不平衡圆盘施加给系统的力和力矩

Fig.1 Force and moment applied by some unbalance disk

$$R_{jy} = -m_j \ddot{y}_j + m_j e_j \Omega^2 \sin(\Omega t + \phi_j) \quad (8)$$

其中 e_j 和 ϕ_j 为圆盘的偏心距和偏位角。

圆盘产生的力矩在 x, y 方向的分量为

$$-L_{jx} = J_{dj} \ddot{\theta}_j + J_{pj} \dot{\theta}_j \quad (9)$$

$$L_{jy} = -J_{dj} \ddot{\theta}_j + J_{pj} \dot{\theta}_j \quad (10)$$

根据 D'Alembert 原理, 多圆盘转子系统的动力学方程为

$$\begin{aligned} MX'' + GY' + KX &= P_x(t) \\ MY'' - GX' + KY &= P_y(t) \end{aligned} \quad (11)$$

其中

$$\begin{aligned} P_x(t) &= \Omega^2 [m_1 e_1 \cos(\Omega t + \phi_1), \\ &0, m_2 e_2 \cos(\Omega t + \phi_2), \\ &0, \dots, m_N e_N \cos(\Omega t + \phi_N), 0]^T \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} P_y(t) &= \Omega^2 [m_1 e_1 \sin(\Omega t + \phi_1), \\ &0, m_2 e_2 \sin(\Omega t + \phi_2), \\ &0, \dots, m_N e_N \sin(\Omega t + \phi_N), 0]^T \end{aligned} \quad (13)$$

将式(11)与式(1)相减(假设初始载荷等于0, 不等于0时也有相同的结果), 得出不平衡等效载荷模型如式(12)和(13)所示。由此可知, 不平衡等效载荷的幅值与不平衡量的大小($m_i e_i$)成正比, 相位和圆盘的偏位角相同, 且没有不平衡出现的圆盘处, 不平衡等效载荷为零。

3 基于高斯小波的降噪方法

在采用基于模型的处理方法估计转子系统不平衡量时, 通过式(6)计算出的等效载荷将受到噪声的污染, 使不平衡量的估计精度受到影响, 甚至可能偏离实际值, 为此, 本文提出了基于高斯小波的降噪方法。

小波变换的定义为

$$\begin{aligned} W_f(a, b) &= \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \Psi_{a,b}(t) dt = \\ &= \frac{1}{\sqrt{|a|}} \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \Psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \end{aligned} \quad (14)$$

式中 $W_f(a, b)$, $a, b, f(t)$, $\Psi_{a,b}(t)$ 分别为小波变换系数、尺度参数、时间中心参数、信号及小波函数。从上式可以看出, 小波变换系数表示在尺度参数为 a , 时间中心参数为 b 时, 小波函数与信号的相似程度的大小, 它们越相似, 相应小波系数就大, 反之越小。

从第二部分分析结果看出, 不平衡等效载荷是正弦曲线或余弦曲线, 而噪声一般表现为随机信号, 故只要选择与正弦或余弦曲线的波形相似的小波函数对被污染的等效载荷进行小波变换, 并且提取能量最大对应的尺度参数下的小波变换系数进行逆小波变换, 就可以最大限度地抑制噪声, 达到降噪目的。一次高斯小波的时域波形如图2所示。从图中可以看出, 小波波形与正弦或余弦波形非常相似, 故可以利用高斯小波的小波变换达到降噪的目的。

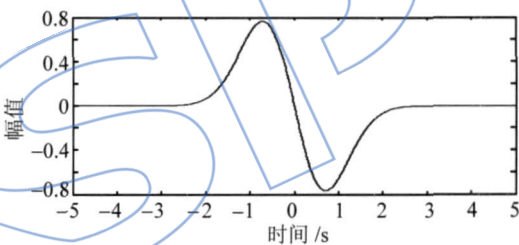


图 2 一次高斯小波的时域波形

Fig.2 Time domain waveform of the first order gaussian wavelet

4 模态扩展技术

采用基于模型的方法估计转子系统的不平衡量, 需要知道轴向上多个点随时间变化的位移和转角量, 但在实际工程中, 获得每个点的振动响应是不现实的, 一般只能测取有限几个点的振动信号, 故直接使用测取的数据不能实现不平衡量的估计。本文采用模态扩展技术来解决由有限几个点的振动响应获取所需点上的响应这一问题。

转子系统轴向上的点 i 在方向 j 的位移为 x_{ij} 可用转子系统的前 m 阶模态振型的线性叠加来表示为^[9-10]

$$x_{ij} = \sum_{k=1}^m a_k \phi_{jk} \quad (15)$$

其中 ϕ_{jk} 为第 k 阶模态振型中节点 i 在方向 j 的位移, 可以通过转子系统有限元分析得到的第 k 阶模态振型给出; a_k 为第 k 阶模态振型的系数。如果测的转子系统轴向上 n 个点上的振动响应,

就可以根据式(15)列出 n 个方程, 假设取 m 小于等于 n , 就可以解出所有的 $a_k(k \leq m)$, 这样就可以得出任意点上的振动位移. 根据所求得的任意点的位移, 对轴向位置坐标求导, 便可获取所需点上的转角.

5 数值仿真与分析

转子系统的有限元模型如图 3 所示, 节点编号由左向右从 1 到 25, 其中节点 1 和 25 处的支撑为等刚度弹性支撑, 节点 10 和 16 分别为两个刚性圆盘, 转子转速为 900 r/min.

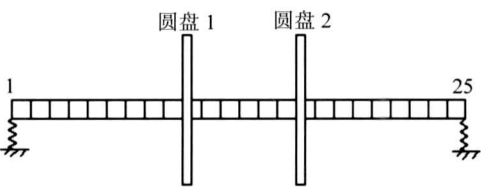


图 3 转子系统的有限元模型

Fig. 3 Finite element model of rotor system

初始状态下载子系统圆盘 1 的 45° 相位上有集中质量为 10 g, 距转轴中心为 0.01 m 偏心质量. 图 4 为圆盘 1 的 45° 相位上再施加集中质量 10 g, 与转轴轴心距离不变, 并且圆盘 2 的 45° 相位上的集中质量 15 g, 与转轴中心距离同样为 0.015 m 时的等效载荷图. 从图 4 可以看出, 只有在节点 10, 16 上有非零的等效载荷出现, 并且分别在 $1/120$ s 时刻出现最大值, 即相位为 45° , 其他节点上恒为 0, 也即基于模型的处理方法准确地判断出系统出现不平衡量的位置和相位.

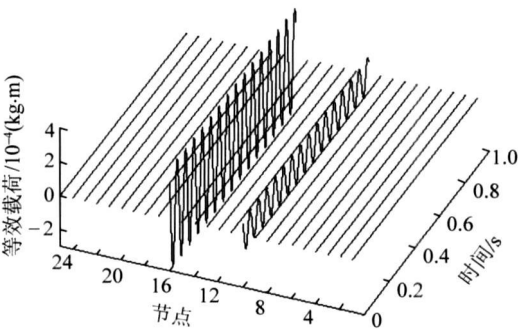


图 4 圆盘 1, 2 同时出现偏心质量时的等效载荷

Fig. 4 Equivalent loads when the disk 1 and 2 have the unbalance mass

下面讨论基于模型的转子系统不平衡质量大

小的识别. 表 1 是在圆盘 2 的 0° 相位上施加不同大小的集中质量, 距转轴中心为 0.015 m 的偏心质量时, 采用基于模型的方法分别得出的在节点 16 上的等效载荷幅值(偏心距与质量的乘积). 从表 1 中可以看出, 基于模型的处理方法准确地识别出不平衡量的大小.

表 1 不同不平衡质量下估计和理论的等效载荷幅值

Table 1 Estimated and true magnitudes of the equivalent loads with the different quantity unbalance mass

不平衡质量/g	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
理论值/ $10^{-2}(\text{g} \cdot \text{m})$	3	6	9	12	15	18	21	24	27	30
估计值/ $10^{-2}(\text{g} \cdot \text{m})$	3	6	9	12	15	18	21	24	27	30

上述是在采集信号没有被噪声污染的情况下得出的结果, 但通常情况下, 采集的初始振动信号以及实时信号都将被噪声所污染, 故接下来讨论在采集信号被噪声污染的情况下, 基于模型的转子系统不平衡量的估计方法的有效性.

图 5 为转子系统在振动信号检测时受噪声污染和没受噪声污染时的时域图, 其中图 5(a), (b) 为不受噪声污染时的初始振动信号和不平衡量增加时(在圆盘 2 的 0° 相位上施加集中质量为 2 g, 距转轴轴心距离为 0.015 m)的时域信号, 图 5(c), (d) 为受较大噪声污染时的初始振动信号和不平衡量增加时的时域信号. 从图 5(c) 可以看

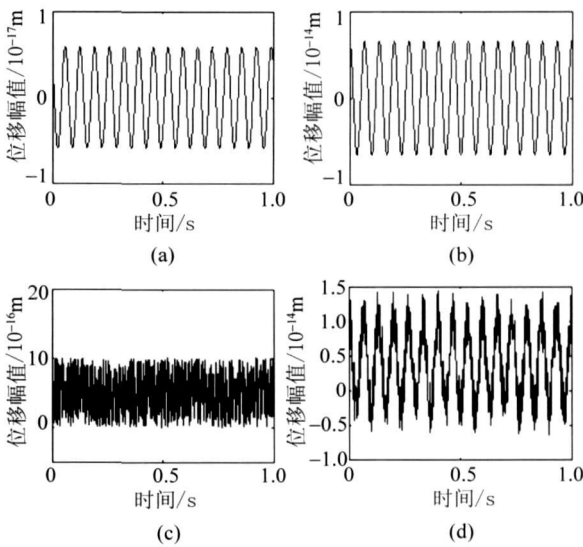


图 5 检测信号有、无噪声噪声时的时域图

Fig. 5 Time domain waveform of the detected signals with and without the noise

出, 初始振动信号完全被噪声信号所污染, 而图 5 (d) 中的信号能量与噪声能量之比也达到 1. 028 9, 信噪比也较低.

图 6 为检测信号在上述噪声污染时, 采用基于模型的处理方法获得的转子系统等效载荷图. 可以看出此时不但节点 16 处出现非零等效载荷, 而在其他节点上也出现非零等效载荷, 这很难直接从时域图上判断不平衡的位置. 但从不平衡等效载荷模型可知, 不平衡等效载荷在水平方向和垂直方向分别是正弦和余弦曲线, 且频率与转子系统的转动频率相等, 而噪声多为宽频信号, 故我们可以从频率上判断转子系统不平衡量的位置.

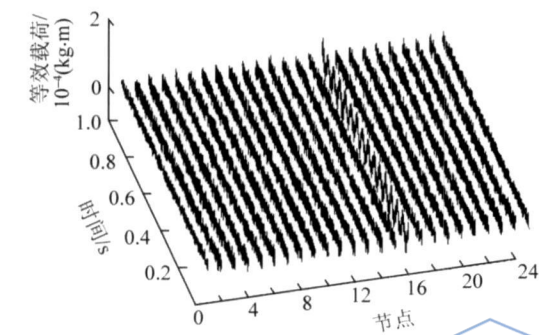


图 6 信噪比较低时的等效载荷

Fig. 6 Equivalent loads with the low signal to noise ratio

图 7 是同图 6 对应的频域图. 从图中我们可以明显看出, 在节点 16、频率为 15 Hz 点上出现了极大的峰值, 正好是施加不平衡载荷的地方. 由此, 可以从频域图上判断出不平衡出现的位置. 同时, 节点 16 处等效载荷的相位角为 0° , 与实际情况一致.

图 8 为采用基于高斯小波的降噪方法对图 6 中节点 16 处的等效载荷进行降噪后的时域波形

与降噪前的对比图. 从图中可以看出, 降噪后的波形变得非常光滑, 即大大抑制了噪声的影响, 由此幅值的平均值估计不平衡量的大小将能更好地与真实值相符合.

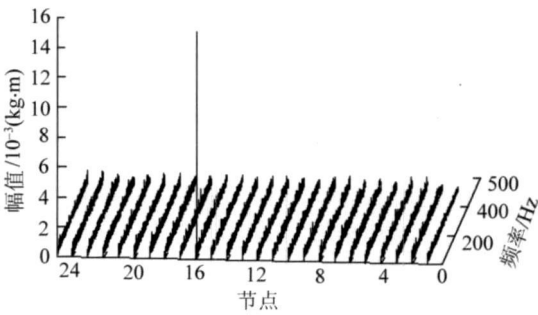


图 7 图 6 中等效载荷的频域图

Fig. 7 Frequency domain waveform of the equivalent loads in fig. 6

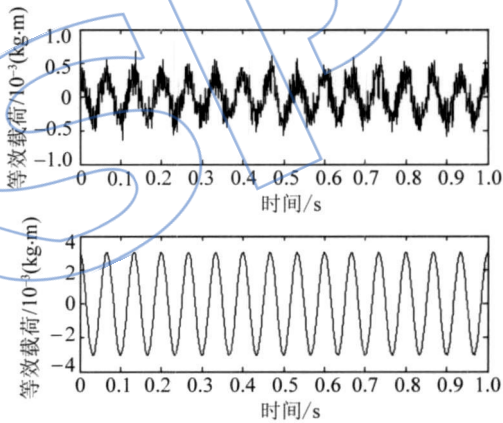


图 8 降噪前后的等效载荷

Fig. 8 Equivalent loads before and after de-noising

表 2 为采用本文提出的方法在信号受到噪声污染时估计的不平衡量与理论值的对比. 可以看出, 估计值与理论值非常接近, 说明该方法是有效的.

表 2 噪声情况下不同不平衡量等效载荷的理论值与估计值对比

Table 2 Comparison of the true and estimated magnitude of the equivalent loads of the different quantity of unbalance mass with noise

参数		数值								
不平衡质量/ g	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
理论值/ $10^{-2}(\text{g} \cdot \text{m})$	3	6	9	12	15	18	21	24	27	30
估计值/ $10^{-2}(\text{g} \cdot \text{m})$	3.03	5.93	9.07	12.14	15.02	17.87	20.98	23.92	26.93	29.97
误差/ %	1.10	1.13	0.81	1.20	0.17	0.72	0.09	0.34	0.24	0.09

6 实验分析

图 9 为转子系统实验台的实物图, 图 10 为实验测量简图, 转子系统只有一个圆盘, 采用电涡流传感器测取转子系统轴向点上的水平位移, 转速为 1 469r/min, . 分别在圆盘的 0°相位上施加 0.1, 0.2, 0.4, 0.8, 1.0, 1.2, 1.6 g·m 及 2.0 g·m 不平衡量, 测取相应的正常和不平衡响应. 将转子系统分成 3 个单元, 圆盘所在单元为 2 号单元. 采用模态扩展技术获取个节点上的转角响应. 图 11 为节点 2 的水平方向上转角随时间的变化图. 图 12 为利用实验数据并经处理后得到的转子系统剩余广义位移、速度和加速度计算得到的不平衡等效载荷图, 其不平衡量为 0.4 g·m (不平衡质量与偏心距的乘积), 相位为 0. 从图 12 可以看出, 等效载荷的幅值为 0.392g·m, 基本与实际值相符合, 相位和不平衡出现的位置都与实际完全相吻合. 表 3 为采用基于模型的方法估计的不平衡量与实际值的对比, 可以看出, 采用本文的方法估计的不平衡量与实际的非常接近.

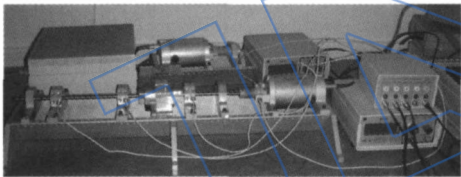


图 9 转子系统实验台

Fig. 9 Experimental device of rotor system

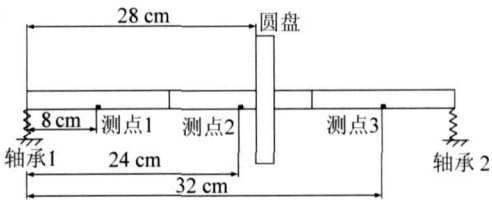


图 10 实验测量简图

Fig. 10 Detection sketch of the experiment

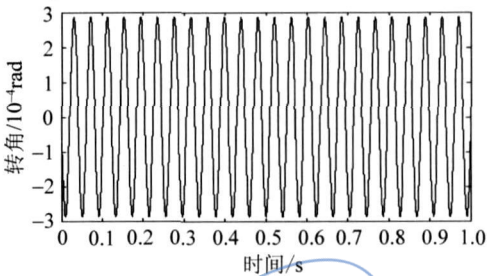


图 11 节点 2 的转角时域图

Fig. 11 Time domain waveform of the angel of the second node

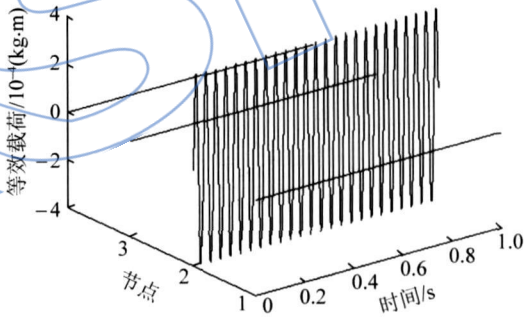


图 12 不平衡量为 0.4 g·m 时的等效载荷图

Fig. 12 Equivalent loads with the quantity of the unbalance mass to be 0.4 g·m

表 3 实验中不平衡量的估计值和实际值的对比

Table 3 Comparison of the estimated and true unbalance magnitudes in the experiment

不平衡量	数值							
实际值/ g·m	0.1	0.2	0.4	0.8	1.2	1.6	1.8	2.0
估计值/ g·m	0.097	0.201	0.392	0.779	1.187	1.593	1.812	2.015
误差/ %	3.00	0.50	2.00	2.63	1.08	0.44	0.67	0.75

7 结 论

本文讨论基于模型的转子系统不平衡量的估计问题, 由于采集信号多被噪声所污染, 提出了基于高斯小波的降噪措施, 并采用模态扩展技术由轴向上有限点响应估计其他所需点的响应, 结果

表明:

- 1) 在无噪声的情况下, 基于模型的处理方法计算出的等效载荷能精确地估计出转子系统不平衡的位置、相位及大小;
- 2) 在噪声情况下, 使用基于模型的处理方法和基于高斯小波的降噪方法能有效地抑制噪声的

影响,精确地确定出不平衡的位置和相位,并且能够准确地估计出其大小;

3) 实验分析结果表明,基于模型的估计方法估计出的转子系统的不平衡量与实际值吻合.

参考文献:

- [1] Cade I S, Keogh P S, Sahinkaya M N. Fault identification in rotor/magnetic bearing systems using discrete time wavelet coefficients [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2005, 10(6): 648-657.
- [2] Lee J M, Kim S J, Hwang Y, et al. Diagnosis of mechanical fault signals using continuous hidden Markov model [J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 276: 1065-1080.
- [3] SUN Weixiang, CHEN Jin, LI Jiaqing. Decision tree and PCA-based fault diagnosis of rotating machinery [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2007, 21: 1300-1317.
- [4] LIN Jing, QU Liangsheng. Feature extraction based on morlet wavelet its application for mechanical fault diagnosis [J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 234(1): 135-148.
- [5] 钟一谔,何衍宗,王正,等. 转子动力学[M]. 北京:清华大学出版社,1987.
- ZHONG Yie, HE Yanzong, WANG Zheng et al. Rotor dynamics[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1987.
- (in Chinese)
- [6] Jain J R, Kundra T K. Model based online diagnosis of unbalance and transverse fatigue crack in rotor systems [J]. Mechanics Research Communications, 2004, 31: 557-568.
- [7] Markert R, Platz R, Seidler M. Model based fault identification in rotor systems by least squares fitting [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2001, 7(5): 311-321.
- [8] Bachschmid N, Pennacchi P, Vania A. Identification of multiple faults in rotor systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 254(2): 327-366.
- [9] 张俊红,刘月辉,王家生. 采用实验模态扩展技术研究油底壳的辐射噪声[J]. 内燃机学报, 2005, 23(6): 532-535.
- ZHANG Junhong, LIU Yuehui, WANG Jia sheng. Study on radiated noise of engine oil sump by experimental modal expansion technique [J]. Transactions of CSICE, 2005, 23(6): 532-535.
- [10] 于涛,韩清凯,孙伟,等. 基于模态扩展与谐波分解的转子碰摩故障精确诊断[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2006, 27(5): 524-527.
- YU Tao, HAN Qing kai, SUN Wei, et al. Precise diagnosis of rotor rubbing fault based on modal expansion and harmonic decomposition [J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2006, 27(5): 524-527. (in Chinese)