

# 数学形态学滤波器在转子失衡识别中的应用\*

胡振邦<sup>1</sup>, 张东升<sup>1</sup>, 章云<sup>2</sup>, 姜歌东<sup>1</sup>, 梅雪松<sup>1</sup>

(1. 西安交通大学机械工程学院 西安, 710049) (2. 西安电子科技大学机电工程学院 西安, 710071)

**摘要** 针对转子运行过程的动态信号中噪声干扰严重、转子失衡识别精度低的问题, 利用数学形态学滤波器能够有效滤除噪声干扰、提高信号信噪比的特点, 采用数学形态学滤波器和傅里叶变换相结合的方法对转子振动信号进行降噪处理, 并对转子工作状态下的工频幅值、相位进行准确提取, 运用加、减质量配重可以改变转子失衡状态的特性, 利用影响系数法对转子失衡进行识别计算。实验结果表明, 本方法在转子失衡识别中能够有效滤除多种噪声干扰, 提高转子失衡识别精度。

**关键词** 数学形态学; 转子; 失衡识别; 傅里叶变换; 影响系数法

**中图分类号** TH164

## 引言

随着工业技术的不断发展, 精密加工<sup>[1-2]</sup>逐步进入到各个工业领域中, 特别是在航空航天零部件加工方面表现得更为显著<sup>[3-5]</sup>。以主轴为代表的旋转机械在精密加工领域起着不可或缺的重要作用, 其核心部件就是转子系统, 转子系统的工作状态将直接影响工件加工质量。然而, 转子系统在运行过程中必然存在不平衡故障<sup>[6-7]</sup>, 利用转子动平衡技术能够有效提高系统动态运行特性<sup>[8-9]</sup>。对转子进行动平衡的关键就在于对转子失衡进行准确识别, 但是由于转子自身结构特性和工业现场环境的复杂性, 导致转子在运行过程中的动态信号存在种类繁多的噪声干扰, 在这种情况下获取的原始信号的信噪比相对较低<sup>[10-12]</sup>, 采用适合于转子系统信号特点的信号降噪处理方法能够很好地解决这类问题。傅里叶变换<sup>[13]</sup>是目前在工程实践中最常采用的方法, 然而在转子系统振动信号中存在大量的非线性非平稳信号, 单纯的采用傅里叶变换已无法满足高精度转子系统的需要。数学形态学滤波器采用结构元素对目标信号的几何结构特征进行匹配, 最大程度恢复信号的基本形态特征<sup>[14]</sup>, 相对于其他信号处理方法而言, 形态学滤波器具有算法简单、计算量小、易于实现等优点<sup>[15]</sup>, 因此数学形态学滤波器现已广泛应用于各类工业技术领域<sup>[16-17]</sup>。采用数学形态学方法

可以很好地解决图像重构、图像分割、图像边缘检测等图像处理问题<sup>[18]</sup>, 同时, 利用形态学方法构建的数字滤波器在电力系统在线监测、电能质量扰动检测等方面也表现出诸多优势<sup>[19]</sup>。笔者利用数学形态学滤波器与傅里叶变换相结合的方法对转子系统不平衡信号进行处理, 再利用影响系数法对转子失衡进行识别计算, 通过动平衡结果对数学形态学滤波器的滤波效果进行验证。

## 1 数学形态学滤波器

### 1.1 形态学基本原理

数学形态学滤波器是在数学形态学理论<sup>[20]</sup>的基础上发展形成的, 是一种基于信号几何特征进行滤波的非线性滤波器。形态学滤波器可以利用简单的运算实现目标信号滤波, 并且可以在保留信号的主要形态特征的前提下将噪声信号滤除。形态学滤波器的基本原理是利用定义域为 $\{0, 1, \dots, M-1\}$ 的离散结构元素序列 $g(n)$ 对定义域为 $\{0, 1, \dots, N-1\}$ 的离散输入信号序列 $f(n)$ 采用形态学基本运算实现滤波处理, 且需满足 $N \leq M$ 。形态学的基本运算包括腐蚀、膨胀、闭运算和开运算 4 种运算, 4 种基本运算的定义形式<sup>[20]</sup>分别为

$$(f \ominus g)(n) = \min_{(n \in \{0, 1, \dots, N-1; m \in \{0, 1, \dots, M-1\})} [f(n+m) - g(m)] \quad (1)$$

\* 国家自然科学基金资助项目(51075321); 长江学者和创新团队发展计划资助项目(IRT1172)  
收稿日期: 2013-06-28; 修回日期: 2013-09-13

$$(f \oplus g)(n) = \max_{(n \in 0,1,\dots,N-1; m \in 0,1,\dots,M-1)} [f(n-m) + g(m)] \quad (2)$$

$$(f \circ g)(n) = (f \ominus g \oplus g)(n) \quad (3)$$

$$(f \cdot g)(n) = (f \oplus g \ominus g)(n) \quad (4)$$

其中: $\ominus, \oplus, \circ, \cdot$  分别表示腐蚀运算、膨胀运算、形态开运算和形态闭运算。

腐蚀和膨胀运算都可以根据所选择的不同结构元素使得原始信号更加平滑,形态开运算可以滤除正脉冲干扰并保持负脉冲,形态闭运算可以滤除负脉冲干扰并保持正脉冲。

### 1.2 形态学滤波器的构建

在实际应用过程中,正、负脉冲干扰通常同时存在于待处理信号中,因此需要采用形态开运算与形态闭运算交替组合的方法作为形态学滤波器的基本算法,形态开-闭、形态闭-开滤波器的定义如下

$$oc(f(n)) = f(n) \circ g(n) \cdot g(n) \quad (5)$$

$$co(f(n)) = f(n) \cdot g(n) \circ g(n) \quad (6)$$

一般来讲,单独采用形态开-闭或形态闭-开滤波器都很难取得较好的滤波效果,通常采用形态开-闭和闭-开滤波器相结合构成的组合形态学滤波器<sup>[20]</sup>

$$y = \frac{1}{2} [co(f(n)) + oc(f(n))] \quad (7)$$

### 1.3 结构元素的选择

在形态学滤波器的应用中,结构元素起着至关重要的作用,结构元素的形状、幅值以及步长都会直接影响形态滤波器的滤波效果,需要根据待处理信号特点选取结构元素的形状及参数,结构元素的形状通常采用直线型、三角型、半圆型以及其他多边形<sup>[21]</sup>。

结构元素的形状越复杂滤波效果越好,然而随着形状的复杂程度加大,滤波算法的计算量也随之增加,应选择适合于具体应用场合的结构元素形状,充分体现形态学滤波器算法简单、易于实现的优点。对于结构元素的幅值、步长等参数变量应尽可能小,以保证结构元素更加符合待滤波信号的特点。

## 2 仿真结果分析

转子失衡振动信号中通常包含大量的倍频信号以及白噪声<sup>[22-23]</sup>,并且在转子运行过程中大多含有脉冲噪声干扰,采用常规的滤波器很难将其滤除,利用组合形态滤波器能够对多种噪声信号进行抑制,最大限度地还原信号的原有机态特征。通过仿

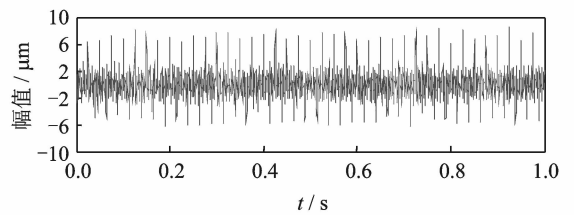
真可以考察转子振动信号在多种噪声存在的情况下,形态学滤波器对转子失衡振动信号工频成分的识别准确度。

为验证组合形态学滤波器的滤波效果,并且能够更加准确地模拟转子的实际运行状态,采用具有复合噪声干扰环境下的信号作为仿真信号进行分析

$$x(t) = x_1(t) + x_2(t) + x_3(t) + n(t) \quad (8)$$

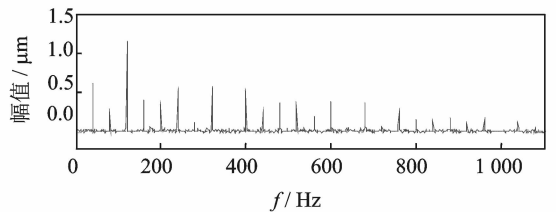
其中: $x_1(t) = \cos(2\pi 50t + \varphi_1)$ 为转子工频信号,转子转速为 7 200 r/min, $\varphi_1 = \frac{\pi}{4}$ 为工频相位角; $x_2(t) = 0.2\cos(2\pi 750t + \varphi_2) + 0.5\cos(2\pi 10^3t + \varphi_3)$ 为同时存在的 15 倍工频及 20 倍工频谐波信号, $\varphi_2 = \pi/12$ , $\varphi_3 = \pi/6$ 为倍频信号相位角; $x_3(t)$ 为每间隔一定时间加入的幅值为 5 的正负脉冲信号; $n(t)$ 是功率为 0.5 的均匀分布白噪声信号;采样频率为 5 kHz;采样时间为 1 s。

信号的时域波形和频谱关系如图 1 所示。从图 1 可以看出,在信号中伴随着具有一定周期性的脉冲干扰,在频谱分析结果中可以看出该脉冲信号体现出不规则频率的扰动,并且由于信号中同时存在谐波分量和白噪声信号,使得信号的频谱具有波动性,信号的信噪比较低,不利于对信号进行准确分析。从信号的时域波形上看,已经很难从中分辨出工频信号。



(a) 含噪声信号时域波形图

(a) The signal contain the noise



(b) 含噪声信号幅频特性图

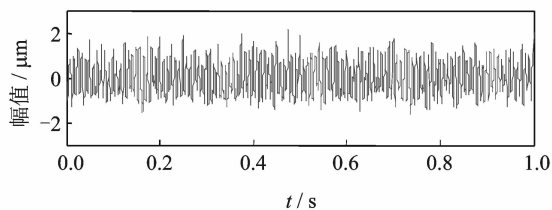
(b) Frequency spectrum analysis result of the signal

图 1 含噪声信号的时域波形及幅频特性

Fig. 1 Analysis of signal contain the noise

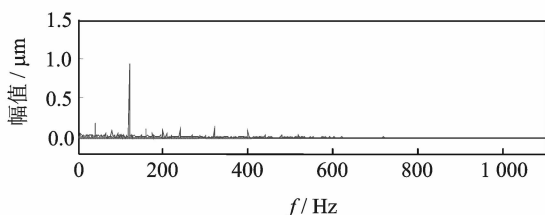
为还原工频信号,分别采用结构步长为 6、高度为 0.3 的正弦、圆形、矩形结构元素对含有噪声的信号进行形态学滤波处理。以正弦型结构元素为例,

对含有噪声的信号进行形态学滤波处理后的信号时域波形及频谱特性如图2所示。



(a) 滤波后信号时域波形图

(a) The signal after filtering



(b) 滤波后信号幅频特性图

(b) Frequency spectrum analysis result of the signal after filtering

图2 形态学滤波后的信号时域波形及幅频特性

Fig.2 Analysis of signal after filtering using MMF

从图2(a)中可以看出,工频信号的基本形态在经过形态学滤波处理以后得以还原。从图2(b)中可以看出,脉冲扰动的影响基本消除,频率特性变得更加平缓,由于谐波和白噪声产生的扰动明显降低。

为进一步考察滤波器的滤波效果,采用均方根误差作为衡量滤波效果的指标<sup>[24]</sup>

$$\epsilon = \left[ \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (r(n) - s(n))^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

其中: $r(n)$ 为含有噪声的信号序列; $s(n)$ 为目标信号序列。

本例中采用 $x_1(t)$ 作为目标信号,通过滤波器对信号进行滤波后的均方根误差越小,滤波后的信号越接近目标信号,说明滤波效果越好。

同时对信号中的工频信号幅值和相位进行提取,考察采用不同结构元素的形态学滤波器对于工频信号的识别准确度,以及结构元素的步长和高度对于形态学滤波器的滤波效果的影响情况。

目标信号 $x_1(t)$ 的幅值为1,初相角为 $45^\circ$ ,在仿真过程中利用傅里叶变换对含有噪声的信号 $x(t)$ 进行频谱分析后得到工频信号的幅值为1.1523,初相角为 $23.67^\circ$ ,识别误差为47.4%,而 $x(t)$ 相对于目标信号 $x_1(t)$ 的均方根误差则为0.67。采用不同形状结构元素的形态学滤波器滤波效果如表1所示。

表1 不同结构元素的滤波效果比较

Tab.1 Effect of different structural elements for filter

结构元素	滤波后工频幅值 A		滤波后工频相角 $\varphi$		均方根误差 $\epsilon$
	识别值	误差 $ \delta(A) /\%$	识别值/ $^\circ$	误差 $ \delta(\varphi) /\%$	
正弦形	0.916 2	8.38	40.56	9.87	0.39
半圆形	0.912 6	8.74	40.82	9.29	0.39
矩形	0.893 5	10.65	41.50	7.78	0.39

从表1中可以看出,采用正弦形结构元素对含噪声信号进行滤波后,信号的工频幅值识别误差相对于采用其他形状的结构元素得到的幅值识别误差更小。从初相角识别误差来看,数学形态学滤波器能够有效提高初相角识别精度,并且采用正弦形结构元素的形态学滤波器对信号进行滤波后,其均方根误差相比未滤波时的均方根误差降低41.80%。由此可见,采用正弦形结构元素对含有噪声的信号 $x(t)$ 进行滤波具有较为均衡的效果。

对于采用正弦形结构元素的形态学滤波器,其滤波效果受到结构元素步长和高度的影响,结构元素的变化对于滤波效果的影响关系如表2所示。

表2 结构元素步长、高度对滤波效果的影响情况

Tab.2 Effect of parameters of structural elements for filter

步长	高度	滤波后工频幅值 A		滤波后工频相角 $\varphi$		均方根误差 $\epsilon$
		识别值	误差 $ \delta(A) /\%$	识别值/ $^\circ$	误差 $ \delta(\varphi) /\%$	
6	0.02	0.895 1	10.49	41.42	7.96	0.39
	0.06	0.898 0	10.20	41.28	8.27	0.39
	0.10	0.900 6	9.94	41.16	8.53	0.39
	0.30	0.916 2	8.38	40.56	9.87	0.39
	0.50	0.932 2	6.78	39.83	11.49	0.41
	0.70	0.950 7	4.93	39.10	13.11	0.43
4	0.30	0.950 2	4.98	37.82	15.96	0.51
6	0.30	0.916 2	8.38	40.56	9.87	0.39
8	0.30	0.857 2	14.38	40.11	10.87	0.38
10	0.30	0.793 5	20.65	40.07	10.96	0.39
12	0.30	0.745 2	25.48	39.01	13.31	0.42
14	0.30	0.655 5	35.45	38.39	14.69	0.45

从仿真结果可以看出,结构元素的步长为6的前提下,经形态学滤波处理后的信号幅值识别误差随结构元素高度的增加而不断减小,而初相角误差随着结构元素高度的增加而不断变大。综合比较发现,高度为0.3的形态学滤波器性能较好。当选用高度为0.3的结构元素时,滤波后信号幅值识别误差随步长的增加而不断变大,当步长为4时幅值识

别误差最小,但此时初相角识别误差和均方根误差都相对较大。综合比较发现,步长为6的形态学滤波器性能最佳。因此,对于信号 $x(t)$ 采用步长为6、高度为0.3的结构元素进行形态学滤波可以取得较好的滤波效果。在实际应用中,为提高滤波器的滤波性能,需要根据待滤波信号的特性对结构元素的步长和高度进行相应的调整。

### 3 转子失衡识别

转子失衡是旋转机械最为常见的故障之一,动平衡技术是消除转子失衡故障最为有效的办法。快速、准确地对转子失衡进行识别能够为转子动平衡提供有效参考,达到高效精确动平衡的目的,使转子能够安全稳定运行<sup>[25]</sup>。转子动平衡技术的方法多种多样,其中以影响系数法<sup>[26]</sup>最具实用价值。影响系数法是一种通过测量转子加减试重前后的振动响应而计算平衡配重的方法,广泛应用于工程实践中。

对于具有 $P$ 个振动测试面和 $Q$ 个配重面的失衡转子,通常情况下测振面数量要多于配重面的数量,即 $P \geq Q$ 。根据影响系数法可以得到转子系统各测量截面与配重面内的失衡量之间的关系为

$$\mathbf{V}_{i0} = \sum_{j=1}^Q K_{ij} \mathbf{W}_j \quad (i=1,2,\dots,P; j=1,2,\dots,Q) \quad (10)$$

其中: $\mathbf{V}_{i0}$ 为第 $i$ 个测试面的工频初始振动; $K_{ij}$ 为第 $j$ 个配重面相对于第 $i$ 个测振面的影响系数; $\mathbf{W}_j$ 为转子的失衡量。

在第 $j$ 个配重面添加试重 $U_j$ 后,第 $i$ 个测试面的振动相应调整为

$$\mathbf{V}_{ij} = K_{ij} (\mathbf{W}_j + U_j) \quad (i=1,2,\dots,P; j=1,2,\dots,Q) \quad (11)$$

根据式(10)和式(11)可以得到

$$\mathbf{V}_{i0} = \sum_{j=1}^Q \mathbf{V}_{ij} \frac{\mathbf{W}_j}{\mathbf{W}_j + U_j} \quad (i=1,2,\dots,P; j=1,2,\dots,Q) \quad (12)$$

由此可以计算得到转子失衡量为

$$\mathbf{W}_j = \frac{\sum_{i=1}^P \mathbf{A}_{ji} \mathbf{V}_{i0}}{1 - \sum_{i=1}^P \mathbf{A}_{ji} \mathbf{V}_{i0}} U_j \quad (i=1,2,\dots,P; j=1,2,\dots,Q) \quad (13)$$

其中: $\mathbf{A}_{ji} = \mathbf{V}_{ij}^{-1}$ ,为试重后各测量面振动矩阵的逆矩阵。

由此可见,转子失衡量与添加质量试重 $U_j$ 、转

子失衡振动量 $\mathbf{V}_{i0}$ 和 $\mathbf{V}_{ij}$ 有直接关系。转子失衡故障以工频信号分量作为判定依据,因此,对振动测试信号中的工频信号分量进行准确提取可以有效提高转子失衡量的识别精度。

为验证转子失衡量识别精度,通常对转子进行动平衡,即在识别出的转子失衡量的反方向添加质量配重,通过测量添加配重质量后的转子振动信号可以检验转子失衡量识别精度和工频信号分量的提取准确度。

### 4 应用实例

电主轴作为加工制造行业的重要部件,其工作性能指标显得尤为重要,电主轴动平衡能够有效改善主轴工作性能<sup>[27]</sup>。在对电主轴进行动平衡的实际工程应用中,通常采用两个配重面和两个振动测量面,即 $P=2, Q=2$ 。主轴初始振动 $\mathbf{V}_{10}$ 和 $\mathbf{V}_{20}$ 即为位移传感器的采集信号; $U_1, U_2$ 分别为两配重面上添加的试重质量块; $\mathbf{V}_{11}, \mathbf{V}_{21}$ 为在添加 $U_1$ 后两测量面上振动信号; $\mathbf{V}_{12}, \mathbf{V}_{22}$ 为在添加 $U_2$ 后两测量面上振动信号。根据公式(10)~(13)可以确定转子失衡量 $\mathbf{W}_1$ 和 $\mathbf{W}_2$ 。

电主轴失衡识别实验现场如图3所示。实验用电主轴功率为3.2 kW,最高转速可达16 kr/min。实验中分别采用WD501型电涡流传感器、E3X-DA21-S型光电传感器获取主轴运行过程中的振动位移信号及鉴相信号,各类模拟信号通过NI-USB4432型多路同步信号采集卡进行转换。主轴实验转速设定为7.2 kr/min,系统采样频率为5 kHz,通过鉴相传感器确定信号起始位,采样时间为4 s。

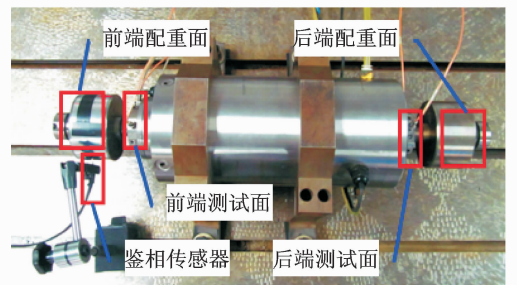
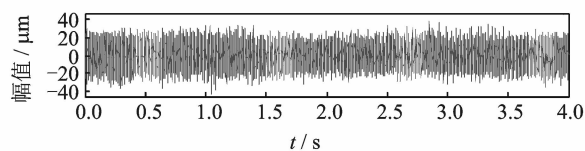


图3 电主轴失衡识别实验台

Fig. 3 Spindle imbalance identification experiment table

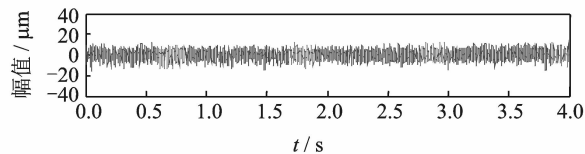
以主轴前初始振动信号为例,采用以步长为6、高度为0.3的正弦形结构元素构成的形态学滤波器对初始振动信号进行滤波,电主轴前端初始振动信

号滤波前与滤波后的波形如图4(a)和图4(b)所示。



(a) 电主轴前端初始振动信号波形

(a) The signal waveform before filtering



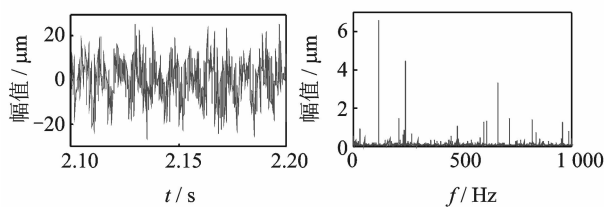
(b) 电主轴前端初始振动信号滤波后波形

(b) The signal waveform after filtering

图4 滤波前后波形比较

Fig. 4 Waveform comparison before and after filtering

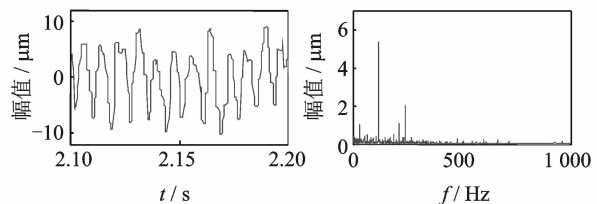
滤波后的振动信号波形与滤波前的振动信号波形局部对比情况如图5(a)和图5(c)所示,对于电主轴初始振动信号进行傅里叶变换得到频谱特性如图5(b)和图5(d)所示。



(a) 前端振动局部波形

(b) 滤波前主轴前端振动频谱

(a) A part of the vibration signal before filtering in front of spindle (b) Frequency spectrum analysis result of the signal before filtering in front of spindle



(c) 滤波后前端振动局部波形

(d) 滤波后主轴前端振动频谱

(c) A part of the vibration signal after filtering in front of spindle (d) Frequency spectrum analysis result of the signal after filtering in front of spindle

图5 滤波效果分析

Fig. 5 Analysis of the effect of filter

通过对比可以发现,电主轴初始振动信号中存在大量的复合噪声干扰,采用形态学滤波器对振动信号进行滤波后,信号变得更加平滑,还原了振动信号的基本形态特征。从频谱特性可以看出,高倍频

的噪声信号得到了抑制,工频信号体现的更加明显,信号的信噪比得以提高。滤波前、后主轴工频振动信号分析结果如表3所示。

表3 滤波前后频谱特性比较

Tab. 3 Frequency spectrum comparison before and after filtering

测试面	滤波前工频频谱特性		滤波后工频频谱特性	
	幅值/ $\mu\text{m}$	相角/ $^\circ$	幅值/ $\mu\text{m}$	相角/ $^\circ$
前端	6.608 4	-94.942 9	5.352 4	-101.143 0
后端	15.177 9	-4.171 6	13.649 5	-5.456 4

根据影响系数法对电主轴失衡进行识别,需要对电主轴添加试重并测得试重响应。电主轴配重面上的配重半径为37 mm,分别对主轴前、后端添加 $1.2\text{ g}\angle 60^\circ$ 和 $1.2\text{ g}\angle 225^\circ$ 的试重量。测得的试重响应信号直接进行傅里叶变换后,得到的频谱特性分析结果以及根据影响系数法计算出的失重量如表4所示。

表4 添加试重后的试重响应信号分析结果

Tab. 4 Results of response signal after add heavy

配重面	试重量	前端试重响应	后端试重响应	识别失重量
前端	$1.2\text{ g}\angle 60^\circ$	$2.347 2\ \mu\text{m}$	$7.780 4\ \mu\text{m}$	$1.291 8\text{ g}$
		$\angle -138.329 8^\circ$	$\angle -102.947 8^\circ$	$\angle 28.636 3^\circ$
后端	$1.2\text{ g}\angle 225^\circ$	$14.603 6\ \mu\text{m}$	$19.335 3\ \mu\text{m}$	$1.356 6\text{ g}$
		$\angle -6.794 4^\circ$	$\angle -44.865 9^\circ$	$\angle 136.209 6^\circ$

采用步长为6、高度为0.3的正弦形结构元素构成的形态学滤波器对测得的试重响应信号预处理后,利用傅里叶变换分析工频信号的频谱特性,经计算得出失重量,分析结果如表5所示。

表5 对试重响应信号进行滤波处理后分析结果

Tab. 5 Results of response signal with signal processing

配重面	试重量	前端试重响应	后端试重响应	识别失重量
前端	$1.2\text{ g}\angle 60^\circ$	$1.768 6\ \mu\text{m}$	$6.663 5\ \mu\text{m}$	$1.671 6\text{ g}$
		$\angle -124.600 3^\circ$	$\angle -103.151 4^\circ$	$\angle 32.620 5^\circ$
后端	$1.2\text{ g}\angle 225^\circ$	$13.210 1\ \mu\text{m}$	$17.199 4\ \mu\text{m}$	$1.397 2\text{ g}$
		$\angle -8.294 5^\circ$	$\angle -44.709 1^\circ$	$\angle 134.405 6^\circ$

为验证失重量识别的准确度,在识别出的失重量反方向添加质量配重,再对电主轴振动信号进行测试。为比较实验效果,对于平衡后的振动信号和初始振动信号均不做滤波处理,直接采用傅里叶变换进行分析,识别及动平衡实验结果如表6所示。

从实验结果可以看出,利用影响系数法对电主轴失衡进行识别,并利用识别量对主轴进行动平衡,可以有效改变主轴失衡状态。采用原始测试信号进

行分析处理,可以使得主轴前端振动降低 76.84%,后端振动降低 78.85%。采用形态学滤波器对信号进行处理后再利用影响系数法对主轴进行动平衡,可使主轴前端的振动降低 91.82%,后端振动降低 80.83%,由此可见,利用数学形态学滤波器对电主轴振动信号进行处理可有效提高主轴失衡的识别精度。

表6 动平衡实验结果分析

Tab.6 Analysis of balancing experimental results

测试面	原始振动	未滤波处理平衡结果		形态学滤波平衡结果	
		振动	降幅/%	振动	降幅
前端	6.608 4 $\mu\text{m}$	1.530 4 $\mu\text{m}$	76.84	0.540 6 $\mu\text{m}$	91.82
	$\angle -94.942 9^\circ$	$\angle -89.562 0^\circ$		$\angle -38.012 6^\circ$	
后端	15.177 9 $\mu\text{m}$	3.210 1 $\mu\text{m}$	78.85	2.909 4 $\mu\text{m}$	80.83
	$\angle -4.171 6^\circ$	$\angle -4.678 0^\circ$		$\angle 2.732 5^\circ$	

## 5 结束语

笔者提出一种利用数学形态学滤波器提高转子失衡识别精度的方法,结合傅里叶变换方法分别对不同形状的结构元素所构成的形态学滤波器性能进行了分析,并对结构元素的步长、高度对滤波器的滤波效果产生的影响做了深入探讨。通过采用数学形态学滤波器对电主轴失衡振动信号进行预处理,利用影响系数法对转子失衡进行识别计算,与未采用信号预处理的识别结果进行动平衡效果比较,结果表明运用数学形态学滤波器后的动平衡效果明显提高。总体来说,通过采用数学形态学滤波器能够提高转子失衡识别精度,该方法对于同类理论研究和工程应用具有参考价值。

## 参 考 文 献

[1] 庞滔,郭大春,庞楠.超精密加工技术[M].北京:国防工业出版社,2000:1-10.

[2] 袁哲俊,王先逵.精密和超精密加工技术[M].2版.北京:机械工业出版社,2007:1-20.

[3] 章云,梅雪松.面向航空制造的数控加工机床主轴单元及其发展趋势[J].航空制造技术,2010(5):26-29.  
Zhang Yun, Mei Xuesong. Spindle unit of NC machine tool in aviation manufacturing and its development trend[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2010(5):26-29. (in Chinese)

[4] 张曙,卫汉华,谭惠民,等.高精密和超精密机床[J].航空制造技术,2002(9):40-44.  
Zhang Shu, Wei Hanhua, Tan Huimin, et al. High precision and ultra precision machine tool[J]. Aeronauti-

cal Manufacturing Technology, 2002(9):40-44. (in Chinese)

[5] 袁巨龙,王志伟,文东辉,等.超精密加工现状综述[J].机械工程学报,2007,43(1):35-48.  
Yuan Julong, Wang Zhiwei, Wen Donghui, et al. Review of the current situation of Ultra-precision machining[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(1):35-48. (in Chinese)

[6] Zhou Shiyu, Dyer S W, Shin K K, et al. Extended influence coefficient method for rotor active balancing during acceleration[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME, 2004, 126(1): 219-223.

[7] Lees A W, Sinha J K, Friswell M I. The identification of the unbalance of a flexible rotating machine from a single rundown[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2004, 126(2): 416-421.

[8] Liao Yuhe, Lang Genfeng, Wu Fangji, et al. An improvement to holospectrum based field balancing method by reselection of balancing object[J]. Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME, 2009, 131(3):51-57.

[9] Rodrigues D J, Champneys A R, Friswell M I, et al. Automatic two-plane balancing for rigid rotors. International[J]. Journal of Non-Linear Mechanics, 2008, 43(6):527-541.

[10] Wu Fangji, Qu Liangsheng. Diagnosis of subharmonic faults of large rotating machinery based on EMD[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 23(2): 467-475.

[11] Wang K S, Heyns P S. Application of computed order tracking, Vold-Kalman filtering and EMD in rotating machine vibration[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25(1): 416-430.

[12] Lei Yaguo, He Zhengjia, Zi Yanyang. Application of the EEMD method to rotor fault diagnosis of rotating machinery[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 23(4): 1327-1338.

[13] 胡劲松,杨世锡,郭荣.基于模式匹配的振动信号整周期采样方法[J].振动、测试与诊断,2008,28(2):135-138.  
Hu Jingsong, Yang Shixi, Guo Rong. Mode matching-based vibration signal full period sampling method in rotation machinery[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2008, 28(2):135-138. (in Chinese)

[14] 李兵,张培林,刘东升,等.基于形态梯度解调算子的齿轮故障特征提取[J].振动、测试与诊断,2010,30(1):39-42.

- Li Bing, Zhang Peilin, Liu Dongsheng, et al. Feature extraction for gear fault diagnosis using morphological gradient demodulation [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(1): 39-42. (in Chinese)
- [15] 李兵, 张培林, 米双山, 等. 机械故障信号的数学形态学分析与智能分类[M]. 北京, 国防工业出版社, 2011: 1-10.
- [16] 郝如江, 卢文秀, 褚福磊. 形态滤波在滚动轴承故障声发射信号处理中的应用[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2008, 48(5): 812-815.
- Hao Rujiang, Lu Wenxiu, Chu Fulei. Morphology filters for analyzing roller bearing fault using acoustic emission signal processing [J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2008, 48(5): 812-815. (in Chinese)
- [17] 胡爱军, 唐贵基, 安连锁. 基于数学形态学的旋转机械振动信号降噪方法[J]. 机械工程学报, 2006, 42(4): 127-130.
- Hu Aijun, Tang Guiji, An Liansuo. De-noising technique for vibration signals of rotating machinery based on mathematical morphology filter[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(4): 127-130. (in Chinese)
- [18] 王树文, 闫成新, 张天序, 等. 数学形态学在图像处理中的应用[J]. 计算机工程与应用, 2004(32): 89-92.
- Wang Shuwen, Yan Chengxin, Zhang Tianxu, et al. Application of mathematical morphology in image processing[J]. Computer Engineering and Applications, 2004(32): 89-92. (in Chinese)
- [19] 尹文琴, 刘前进. 数学形态学在电力系统中的应用综述[J]. 继电器, 2007, 35(19): 76-83.
- Yin Wenqin, Liu Qianjin. Mathematical morphology review and its applications in power system[J]. Relay, 2007, 35(19): 76-83. (in Chinese)
- [20] Serra J. Image Analysis and mathematical morphology [M]. New York: Academic, 1982: 1-5.
- [21] 赵昭, 刘利林, 张承学, 等. 形态学滤波器结构元素选取原则研究与分析[J]. 电力系统保护与控制, 2009, 37(14): 21-25.
- Zhao Zhao, Liu Lilin, Zhang Chengxue, et al. Research and analysis of morphological filter's structure element selection principle[J]. Power System Protection and Control, 2009, 37(14): 21-25. (in Chinese)
- [22] 王成栋, 朱永生, 张优云. 转子振动信号消噪方法研究[J]. 振动、测试与诊断, 2003, 23(4): 252-255.
- Wang Chengdong, Zhu Yongsheng, Zhang Youyun. Study on denoising rotor vibration signals contaminated by electromagnetic interference[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2003, 23(4): 252-255. (in Chinese)
- [23] 刘婷婷, 任兴民, 杨永锋, 等. 盲解卷积的机械振动信号分离技术[J]. 振动、测试与诊断, 2009, 29(4): 419-423.
- Liu Tingting, Ren Xingmin, Yang Yongfeng, et al. Mechanical vibration signal separation using blind deconvolution technology [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009, 29(4): 419-423. (in Chinese)
- [24] Serra J. Morphological filtering : an overview [J]. Signal Processing, 1994, 38(1): 3-11.
- [25] 刘石, 屈梁生. 全息谱技术在现场动平衡前故障诊断中的应用[J]. 振动、测试与诊断, 2004, 24(4): 270-274.
- Liu Shi, Qu Liangsheng. Fault diagnosis prior the field balancing based on holospectrum[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2004, 24(4): 270-274. (in Chinese)
- [26] 王琇峰, 牛振. 影响系数法平衡中的病态方程研究[J]. 热能动力工程, 2007, 22(6): 591-595.
- Wang Xiufeng, Niu Zhen. A study of ill-conditioned equations involved in a dynamic balancing process when influence coefficient method is used[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2007, 22(6): 591-595. (in Chinese)
- [27] Zhang Yun, Zhang Dongsheng, Xu Muxun, et al. Research on accuracy improvement of holospectrum technique in machine tool spindle[J]. Advances in Communication Technology, 2011, 4: 598-603.



**第一作者简介:**胡振邦,男,1984年8月生,博士研究生。主要研究方向为高速电主轴动平衡技术。曾发表《基于小波降噪和短时傅里叶变换的主轴突加不平衡非平稳信号分析》(《振动与冲击》2014年第33卷第5期)等论文。  
E-mail: hzbemai@163.com