基于边频相对能量和的柱塞泵磨损状态识别

何兆民 王少萍

(北京航空航天大学 自动化科学与电气工程学院, 北京 100191)

摘 要: 摩擦磨损是飞机柱塞泵典型的渐进性故障,因磨损量难以直接测量,通常采用振动信号进行间接测量.磨损引起的振动信号故障特征微弱,对磨损状态进行准确地识别比较困难.针对上述问题,提出了基于谐波分量边频相对能量和的磨损状态识别方法,该方法对壳体振动信号进行 Hilbert 包络解调消除高频周期干扰,得到清晰的谐波分量,在各谐波分量的特定边频区间内计算最大能量与平均能量的比值并求和,将该值作为新的特征量来表征柱塞泵的不同磨损状态,利用网格法对边频区间范围寻优.结果表明,边频相对能量和相比传统的特征频率能量对磨损状态的区分度更高,适于磨损状态识别.

关 键 词: 柱塞泵; 磨损识别; 谐波分量; 边频相对能量和

中图分类号: TH 322

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2014)02-0183-05

Wear status recognition of piston pump based on side frequency relative energy summation

He Zhaomin Wang Shaoping

(School of Automation Science and Electrical Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Wear is a kind of progressive failure in piston pumps on aircrafts. As amount of wear is difficult to directly measure, vibration signal is often used to reflect it. However, characteristics of the vibration signal caused by wear are usually weak, and it is difficult to make an accurate recognition of the wear status. Considering these problems, a recognition method of wear status based on relative energy summation of side frequency was proposed, vibration signal of piston pump was addressed with Hilbert envelope demodulation to eliminate high frequency cycling interference, and clear harmonic components were acquired, the summation of the maximum energy to average energy ratio in the side band of each harmonic frequency was used as the indicator to reflect the wear status of piston pumps, the grid search method was used to optimize the range of the side frequency. Experimental results show that side frequency relative energy summation has higher distinction and is suitable for wear status recognition compared with the traditional frequency energy.

Key words: piston pump; wear recognition; harmonic component; side frequency relative energy summation

柱塞式液压泵(简称柱塞泵)是飞机液压系统的关键部件,其可靠性和寿命直接影响飞机液压系统的安全性和稳定性.磨损是飞机柱塞泵典型的渐进性故障.据统计,飞机柱塞泵 80% 以上的故障是由于磨损造成的[1].准确识别出飞机柱塞泵磨损状态,及时得到剩余寿命预测值,提前做好维修及更换工作,可以确保飞机安全飞行,避免灾难性事故的发生.

收稿日期: 2013-10-15; **网络出版时间**: 2013-12-05 11:13

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20131205.1113.006.html

基金项目: 国家重点基础研究发展计划资助项目(2014CB046402); 国家自然科学基金资助项目(51175014); 国防基金资助项目(9140A17050113HK01233)

作者简介: 何兆民(1985 -),男,山东临沂人,博士生,he2811@163.com.

目前,国内外对柱塞泵磨损状况的监测主要是利用柱塞泵的内泄漏量[2]. 柱塞泵工作在不同的工况时,内泄漏量的差异较大,造成磨损状态的误判. 有些文献采用摩擦磨损及累积损伤理论进行建模,计算柱塞泵磨损量[3]. 由于不同柱塞泵中配对摩擦副的材料及实际载荷谱与理论载荷谱的差异,导致利用该方法进行磨损状态识别时产生误判. 近年来,壳体振动信号开始应用于柱塞泵的磨损状态识别[4]. 为了从原始振动信号中剔除噪声,提取有用信息,基于经验模式分解和局部均值分解的方法[5-6]被广泛应用于振动信号的处理. 原始信号经过经验模式分解或者局部均值分解后,转化为若干平稳信号,再对这些平稳信号进行频谱分析即可提取故障特征频率信息. 信号分解过程中存在着模态混叠及端点效应等,这会改变特征频率的分布. 通常飞机柱塞泵布置在紧邻发动机处,发动机的强烈振动、柱塞泵自身的流量脉动及柱塞泵与管路之间的流固耦合振动等,使得柱塞泵壳体振动信号呈现出成分复杂、故障特征模糊、耦合性强及噪声严重等特点. 因此采用传统特征提取方法难以有效识别出柱塞泵的磨损状态[7].

为解决上述问题,本文提出一种新的基于谐波分量边频相对能量和的特征量来表征柱塞泵的不同磨损状态,改进传统的基于特征频率能量进行磨损状态识别的不足,提高不同磨损状态的区分度,通过实验验证这种方法的可行性与优越性.

1 柱塞泵磨损振动信号

据统计,柱塞泵中 77% 左右的磨损发生在滑靴与斜盘及缸体与配流盘之间[8],但是这种磨损引起的壳体振动并不像柱塞球头游隙增大引起的壳体振动一样具有明显的特征频率,其故障机理复杂,故障特征频率难以精确确定. 通常的故障特征在基频与谐波频率上有所表征,但非常微弱. 磨损引起的振动从柱塞泵内部传递到壳体的过程中,受高频周期振动信号的调频调制,会形成一个宽带信号[9].

如图 1 所示,假设柱塞泵磨损引起的振动信号为 $r(t)$,其周围环境等造成的干扰信号为 $e(t)$. $x(t)$ 与 $e(t)$ 相耦合,经过壳体 $h(t)$ 传递到振动传感器,传感器获得的信号为 $y(t)$.

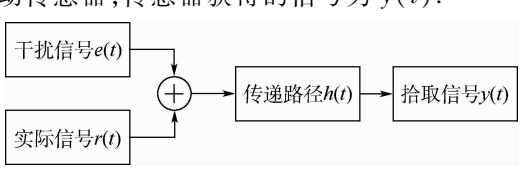


图 1 振动信号传递图

传感器检测到的信号 $y(t)$ 可表达为

$$y(t) = r(t)e_1(t)e_2(t)e_3(t)e_4(t) = r(t)a_1\cos(2\pi f_{e_1}t)a_2\cos(2\pi f_{e_2}t)\cdot a_3\cos(2\pi f_{e_3}t)a_4\cos(2\pi f_{e_4}t) \tag{1}$$

式中,$r(t)$ 表示由于摩擦副磨损引起的振动信号,其频率远远小于后面各项干扰信号的频率;$e_1(t)$ 表示发动机的振动干扰,其扰动频率为 f_{e_1};$e_2(t)$ 表示柱塞泵的流量脉动干扰,其扰动频率为 f_{e_2};$e_3(t)$ 表示柱塞泵的管路流固耦合干扰,其扰动频率为 f_{e_3};$e_4(t)$ 表示其他高频周期干扰信号,其扰动频率为 f_{e_4}. 展开式(1)得

$$\begin{aligned} y(t) = {} & r(t)a_1a_2a_3a_4\cdot\{\cos[2\pi(f_{e_1}+f_{e_2}+f_{e_3}+f_{e_4})t]+\\ & \cos[2\pi(f_{e_1}+f_{e_2}+f_{e_3}-f_{e_4})t]+\\ & \cos[2\pi(f_{e_1}+f_{e_2}-f_{e_3}+f_{e_4})t]+\\ & \cos[2\pi(f_{e_1}+f_{e_2}-f_{e_3}-f_{e_4})t]+\\ & \cos[2\pi(f_{e_1}-f_{e_2}+f_{e_3}+f_{e_4})t]+\\ & \cos[2\pi(f_{e_1}-f_{e_2}+f_{e_3}-f_{e_4})t]+\\ & \cos[2\pi(f_{e_1}-f_{e_2}-f_{e_3}+f_{e_4})t]+\\ & \cos[2\pi(f_{e_1}-f_{e_2}-f_{e_3}-f_{e_4})t]\} \end{aligned} \tag{2}$$

可以看出壳体振动信号受多种频率信号的调制,其成分非常复杂.

2 磨损状态特征提取

2.1 Hilbert 包络解调

为了从壳体振动信号中提取能反映磨损的微弱振动信号,需要对原始壳体振动信号进行滤波消噪及解调. 目前振动信号消噪处理最通用的方法是基于 Hilbert 变换的包络解调,它可以有效剔除高频耦合振动的影响.

实信号 $y(t)$ 的 Hilbert 变换定义[10]为

$$\bar{y}(t) = y(t)\times\frac{1}{\pi t} = \int_{-\infty}^{+\infty}\frac{y(\tau)}{t-\tau}\mathrm{d}\tau \tag{3}$$

Hilbert 变换可以看成是把信号通过一个幅度为 1 的全通滤波器. 经过该变换后,信号的正频率成分会作 $-90°$ 的相移.

假设某单一频率调制的振动信号模型为

$$x_{\mathrm{m}}(t) = A_{\mathrm{m}}[1+\alpha_{\mathrm{m}}\cos(2\pi f_{\mathrm{m}}t)]\cos(2\pi f_{\mathrm{z}}t) \tag{4}$$

式中,A_{m} 为调制信号的幅值;α_{m} 为调制信号的调制系数;f_{m} 为调制信号的调制频率;f_{z} 为载波频率,且满足 $f_{\mathrm{m}}\ll f_{\mathrm{z}}$. 该信号的 Hilbert 变换结果为

$$\bar{x}_{\mathrm{m}}(t) = A_{\mathrm{m}}[1+\alpha_{\mathrm{m}}\cos(2\pi f_{\mathrm{m}}t)]\sin(2\pi f_{\mathrm{z}}t) \tag{5}$$

两者构成的解析信号为

$$\hat{x}_{\mathrm{m}}(t) = A_{\mathrm{m}}[1+\alpha_{\mathrm{m}}\cos(2\pi f_{\mathrm{m}}t)]\cos(2\pi f_{\mathrm{z}}t)+$$

$$\mathrm{j}A_{\mathrm{m}}[1+\alpha_{\mathrm{m}}\cos(2\pi f_{\mathrm{m}}t)]\sin(2\pi f_{\mathrm{z}}t) \quad (6)$$

由此得到原始振动信号 $x_{\mathrm{m}}(t)$ 的包络为

$$|z_{\mathrm{m}}(t)| = \sqrt{x_{\mathrm{m}}^2(t)+\hat{x}_{\mathrm{m}}^2(t)} = A_{\mathrm{m}}[1+\alpha_{\mathrm{m}}\cos(2\pi f_{\mathrm{m}}t)] \quad (7)$$

对包络信号 $|z_{\mathrm{m}}(t)|$ 进行傅里叶级数展开,得

$$|z_{\mathrm{m}}(t)| = D_0 + \sum_{n=1}^{k} D_n\cos(2\pi n f_{\mathrm{m}}t) \quad (8)$$

对式(8)选取合适的截止频率进行低通滤波,做傅里叶变换(FFT,Fast Fourier Transform)分析,在得到的包络谱中就会出现调制频率 f_{m} 及其高次谐波频率成分的谱峰值,实现了对信号的包络解调. 图 2 和图 3 所示为某型号柱塞泵壳体振动信号的频谱图及 Hilbert 包络频谱图,转速为 4 000 r/min,即基频为 66.7 Hz.

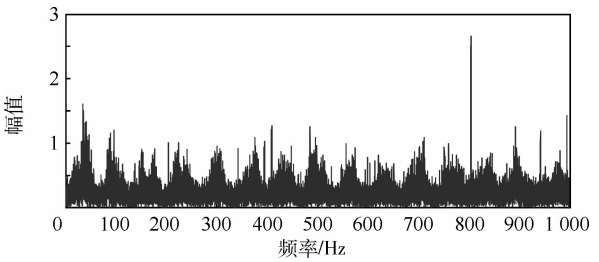


图 2　某型号柱塞泵壳体振动信号的频谱图

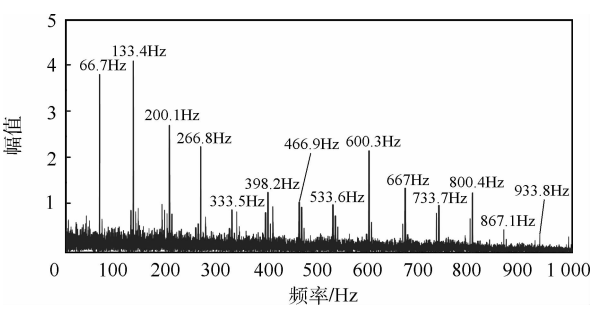


图 3　某型号柱塞泵壳体振动信号的 Hilbert 包络谱图

对比图 2 和图 3 可以看出,Hilbert 包络解调可以将柱塞泵壳体混杂振动信号中的高频周期干扰及噪声信号滤除掉,分离出如图 3 所示清晰的频谱图,凸显了柱塞泵的特征频率.

2.2　边频能量

尽管 Hilbert 包络解调可以有效提取故障特征频率,但解调后的信号随着柱塞泵磨损故障的发生发展,特征信号变化并不明显. 图 4 给出了柱塞泵的缸体发生轻微磨损及严重磨损时壳体振动信号的 Hilbert 包络谱.

由图 4 可以看出,虽然 Hilbert 包络解调可以清晰地把柱塞泵的故障特征频率提取出来,但在各特征频率点上随着磨损程度的加剧其幅值变化并不明显,无法实现磨损状态的识别. 从图 4 中可以注意到,随着磨损程度的加剧,各特征频率点附近频带的幅值有相对明显的变化. 如果将这些散落在各频率点附近频带的频率信息与各频率点的信息相结合,可以凸显故障特征,寻找到新的特征量,进行磨损状态识别.

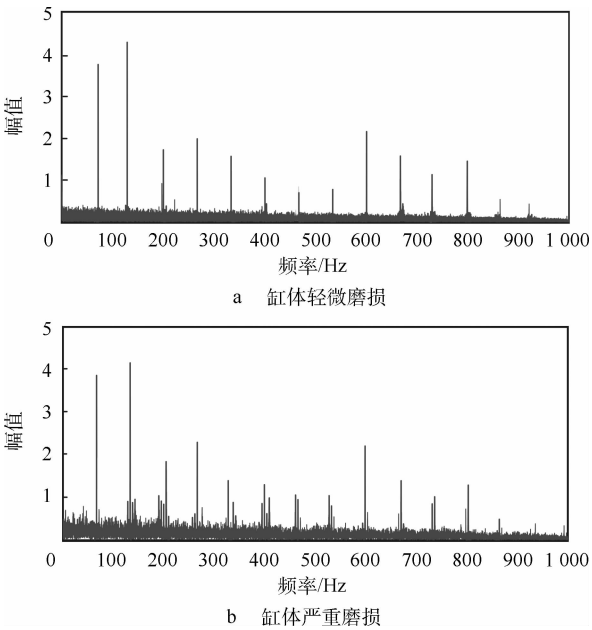


图 4　不同磨损程度的振动信号 Hilbert 包络谱

$x(t)$ 为经过 Hilbert 包络解调之后的柱塞泵壳体振动信号,该信号含有清晰的磨损特征频率,对其进行 FFT:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)\mathrm{e}^{-j2\pi ft}\mathrm{d}t \quad j = 1,2,3,\cdots \quad (9)$$

式中,$|X(f)|$ 称为 FFT 幅值谱,表示 $x(t)$ 中各谐波分量的幅值大小沿频率轴的分布情况,各谐波分量的基频为 f.

为了提取摩擦副磨损引发的壳体振动信号中基频和谐波频率信息变化的特征值,引入能量概念. 在各谐波频率点 $f_i(f_i = i\times f, i = 1,2,3,\cdots)$ 上设定一个边频区间 $[f_i-\Delta, f_i+\Delta]$, $i = 1,2,3,\cdots,\Delta$ 表示每个谐波分量的边频区间. 根据 Parseval 定理[11],定义某频率点的一个新特征量为

$$E_i = \int_{f_i-\Delta}^{f_i+\Delta} |X(f)|^2\mathrm{d}f \quad i = 1,2,3,\cdots \quad (10)$$

将第 i 个频率点边频区间的能量 E_i 定义为 f_i 的边频能量. 这个新的特征量是对边频区间累积求幅值谱 $|X(f)|$ 的二次方,从而可以将特征频率点附近边频带的能量与特征频率点的能量综合考虑,达到特征增强的目的.

2.3　谐波分量的边频相对能量和

根据柱塞泵故障机理的分析[9],柱塞泵的磨损故障并不会分布在壳体振动信号的某一特定频率上而是在其基频和谐波频率处都有所体现. 为了捕捉各谐波分量的能量变化,定义谐波分量边

频相对能量和为

$$R_{\mathrm{E}}=\sum_{i=1}^{k}\frac{\left|X_{\max}(f_i\pm\Delta)\right|^2}{\left|\bar{X}(f_i\pm\Delta)\right|^2} \tag{11}$$

式中,k 表示表征柱塞泵故障特征的谐波分量数;$X_{\max}(f_i\pm\Delta)$ 表示第 i 个谐波分量边频区间内最大能量;$\bar{X}(f_i\pm\Delta)$ 表示第 i 个谐波分量边频区间内平均能量.

在各谐波分量边频区间带上,最大能量一般都远大于平均能量,比较两者的相对大小可以放大不同磨损状态下的相对差距,计算发现该比值是不同磨损状态下平均能量差值的 3 倍.综合考虑各谐波分量处的能量分布,对各谐波分量边频区间内的最大能量与平均能量的比值求和,从而得到新的特征量,作为磨损状态识别的特征量.

2.4 谐波分量的边频相对能量和参数优化

由式(11)可以看出,谐波分量边频相对能量和的计算值取决于谐波分量数 k 和各频率点的边频区间 Δ 的取值.为了得到区分度[12]最大的不同磨损状态的 R_{E},需要对 k 和 Δ 进行优化选择.

目标函数为

$$\begin{aligned}&\max[D(R_{\mathrm{E}(1)},R_{\mathrm{E}(2)},R_{\mathrm{E}(3)},\cdots]=\\&\quad\max[\left|R_{\mathrm{E}(2)}-R_{\mathrm{E}(1)}\right|\times\cdots\times\\&\quad\left|R_{\mathrm{E}(i+1)}-R_{\mathrm{E}(i)}\right|\times\cdots]\end{aligned} \tag{12}$$

约束条件为

$$\frac{\sum_{i=1}^{k}\left|X(f_i\pm\Delta)\right|^2}{\sum_{i=0}^{\infty}\left|X(f_i)\right|^2}\geqslant 85\% \tag{13}$$

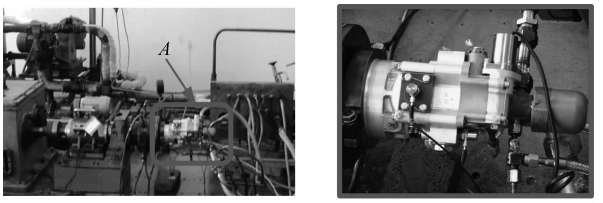
式中,$\sum_{i=0}^{\infty}\left|X(f_i)\right|^2$ 表示壳体振动信号 Hilbert 包络谱的总能量,约束条件中的 85% 是通过对多组实验数据的统计分析得出的结论,兼顾了振动信号中有用信息及噪声的能量分布.该优化问题是典型的双参数优化问题,采用网格法进行寻优.

3 实验验证

3.1 实验装置

为验证本文方法搭建了某型号柱塞泵磨损实验台,如图 5 所示.进行实验的柱塞泵柱塞数为 9,额定转速为 4 000 r/m,对应的轴频率为 66.7 Hz,即 f=66.7 Hz.利用加速度传感器采集泵壳体的振动信号作为判断其磨损状态的原始特征信号,加速度传感器的采样频率为 2 kHz.

在该型号的柱塞泵中,柱塞泵缸体材料为黄铜,配流盘材料为 25Cr3MoA 合金钢.缸体的硬度远低于配流盘的硬度,因此磨损主要发生在缸体上.按照拆解后测量的缸体平均磨损深度 h,该型号柱塞泵的磨损程度分为 3 种:轻微磨损($h\leqslant 6\ \mu\mathrm{m}$)、中等磨损($6\ \mu\mathrm{m}<h<15\ \mu\mathrm{m}$)和严重磨损($h\geqslant 15\ \mu\mathrm{m}$).实验过程中,不改变转速及负载,分别换用不同磨损程度的缸体进行实验.



a 实验台总体图　　b A区域放大图

图 5 柱塞泵磨损实验台

3.2 结果分析

对不同磨损状态的柱塞泵的壳体振动信号进行 Hilbert 包络解调及频谱分析,提取出清晰的谐波分量,如图 4 所示.对比发现不同磨损状态下壳体振动信号的基频及其谐波频率点处的故障频率特征差别不大,其原因是由于柱塞泵内部磨损引起的振动信号比较微弱,并且磨损的发生具有一定区域性,引起谐波频率点处边频带频率能量分布的变化.

实验过程中,每种磨损状态分别取 10 组样本,共有 30 组样本.用传统的基于固定特征频率能量的方法与本文提出的基于谐波分量边频相对能量和的方法分别进行柱塞泵磨损状态识别,识别结果分别如图 6 和图 7 所示.图 6 为传统的基于固定特征频率能量进行的柱塞泵磨损状态识别,图 7 为采用本文提出的基于谐波分量边频相对能量和的方法进行的柱塞泵磨损状态识别.采用网格法寻优后,得到 k = 12 和 Δ = 10 Hz,此时,$D(R_{\mathrm{E}(1)},R_{\mathrm{E}(2)},R_{\mathrm{E}(3)},\cdots)$ 最大,因此选择 k = 12 和 Δ = 10 Hz 的边频区间作为柱塞泵磨损状态识别的最佳参数.

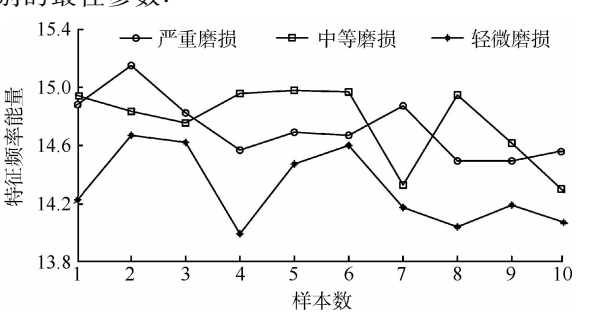


图 6 基于特征频率能量的磨损状态识别

图 6 可见,采用传统的基于特征频率能量的方法可以较为清晰地将柱塞泵的轻微磨损与中等程度以上磨损区别开来,但是柱塞泵个体差异及环境影响,使得处于同一磨损状态的柱塞泵的特征值也会出现一定的波动,此波动可能导致不同

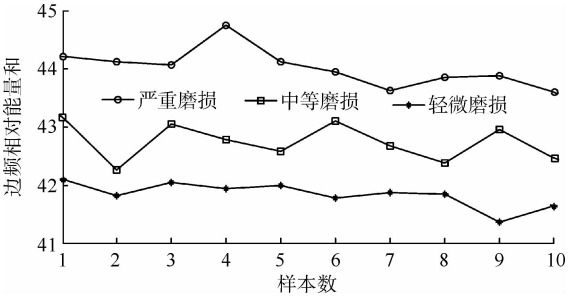


图 7　基于边频相对能量和的磨损状态识别

磨损状态的特征值混杂在一起,从而发生误判,如图 6 所示的第 2,3,5,6 组轻微磨损的特征频率能量就超过了第 7,10 组中等磨损的特征频率能量. 特别是对于中等磨损和严重磨损 2 种故障模式,采用传统的基于特征频率能量的方法更难以区分,如图 6 所示,中等磨损和严重磨损的识别结果混杂在一起.

图 7 可见,利用本文提出的新的特征值来表征磨损状态,可以将 10 组不同磨损状态的柱塞泵准确区分开来,而且针对同一磨损状态下的不同样本,其特征值虽然也会发生波动,但波动不会造成误判,用新的特征值进行磨损状态识别鲁棒性强.

对比图 6 和图 7 可以发现,基于固定特征频率能量的方法可以将轻微磨损与另外 2 种磨损状态区分开,但是磨损发展到一定程度之后无法区分不同严重程度的磨损状态,识别出的磨损状态存在着混叠,容易造成误判. 所以基于固定特征频率能量的方法只能用于初步的故障诊断,判断柱塞泵是否发生了相对严重的磨损. 而基于谐波分量边频相对能量和的方法能够清楚地将不同磨损状态区分开,动态变化范围大,是传统方法的 4 倍左右,具有很高的区分度,这对准确判断柱塞泵的磨损状态是十分有利的.

4　结　论

Hilbert 变换包络解调可以剔除柱塞泵壳体振动信号中因发动机及自身结构等因素叠加的高频周期干扰信号,提取出清晰的谐波分量. 利用各谐波分量特定边频区域内的频域能量信息,计算各谐波频率点处边频区域内的最大能量与平均能量的比值并求和,定义一个新的特征量强化微弱的磨损状态表征. 实验结果表明:与传统基于特征频率能量的磨损状态识别方法相比基于谐波分量边频相对能量和的方法可以清晰地区分柱塞泵不同的磨损状态,为柱塞泵的剩余使用寿命预测及健康管理提供支持.

参考文献(References)

[1] 赵大庆. 液压泵污染磨损与控制[M]. 北京:北京煤炭工业出版社,1993:1 – 50
Zhao Daqing. Pollution wear and control of pump[M]. Beijing: China Coal Industry and Publishing House,1993:1 – 50(in Chinese)

[2] Bergada J M,Kumar S,Davies D L,et al. A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples[J]. Applied Mathematical Modelling,2012,36(4):1731 – 1751

[3] Nie Songlin,Huang Guohe,Li Yongping. Tribological study on hydrostatic slipper bearing with annular orifice damper for water hydraulic axial piston pump[J]. Tribology International,2006,39(11):1342 – 1354

[4] Chen Hanxin,Chua P S K,Lim G H. Vibration analysis with lifting scheme and generalized cross validation in fault diagnosis of water hydraulic system[J]. Journal of Sound and Vibration,2007,301(3-5):458 – 480

[5] 田海雷,李洪儒,许葆花. 基于 EEMD 和平滑能量算子解调的轴向柱塞泵故障特征提取[J]. 海军工程大学学报,2013,25(1):43 – 47,68
Tian Hailei,Li Hongru,Xu Baohua. Fault feature extraction of piston pump based on EEMD and smoothed energy operation separation[J]. Journal of Naval University of Engineering,2013,25(1):43 – 47,68(in Chinese)

[6] Wang Yanxue,He Zhengjia,Xiang Jiawei. Application of local mean decomposition to the surveillance and diagnostics of low-speed helical gearbox[J]. Mechanism and Machine Theory,2012,47(1):62 – 73

[7] Lee J,Wu Fangji,Zhao Wenyu. Prognostics and health management design for rotary machinery systems: reviews,methodology and applications[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2014,42(1/2):314 – 334

[8] 赵四军,王少萍,尚耀星. 飞机液压泵源预测与健康管理系统[J]. 北京航空航天大学学报,2010,36(1):14 – 17
Zhao Sijun,Wang Shaoping,Shang Yaoxing. Prognostics and health management system of hydraulic power supply[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2010,36(1):14 – 17(in Chinese)

[9] Du Jun,Wang Shaoping,Zhang Haiyan. Layered clustering multi-fault diagnosis for hydraulic piston pump[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2013,36(2):487 – 504

[10] Feldman M. Hilbert transform in vibration analysis[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2011,25(3):735 – 802

[11] Proakis J G,Manolakis D G. 数字信号处理[M]. 4 版. 北京:电子工业出版社,2007:667 – 670
Proakis J G,Manolakis D G. Digital signal processing: principles,algorithms,and applications[M]. 4th ed. Beijing: Publishing House of Electronics Industry,2007:667 – 670(in Chinese)

[12] 盛骤,谢式千,潘承毅. 概率论与数理统计[M]. 北京:高等教育出版社,2008:106 – 110
Sheng Zhou,Xie Shiqian,Pan Chenyi. Probability and statistics[M]. Beijing: Higher Education Press,2008:106 – 110(in Chinese)