

文章编号: 1005-0523(2006)04-0044-03

变速工况下滚动轴承外圈故障振动的模型与仿真

李耀华, 宋京伟, 孙 栋

(华东交通大学 机电工程学院, 江西 南昌 330013)

摘要:通过轴承整体振动简化模型及对应的振动微分方程,建立了外圈损伤故障滚动轴承在变速工况下的径向整体振动模型,利用 Simulink 仿真环境建立了相应的仿真模型,将仿真结果与试验结果进行时域、频域对比分析,结果表明了模型的正确性,为非平稳工况下滚动轴承的故障诊断与状态监测提供了理论基础和现实依据.

关键词:故障滚动轴承;变速工况;振动模型;仿真;试验

中图分类号:TH163

文献标识码:A

1 引言

旋转机械是最常见的机械设备,滚动轴承又是旋转机械中最常见的通用零部件之一,它的运行状态往往直接影响到整台机器的性能.长期以来,前人在轴承的故障诊断领域已经进行了大量的研究并取得了很多的成果^[1-4].

然而目前的研究往往假设轴承工作在平稳工况下(即恒速恒载),但在轴承实际的工作环境中,非平稳工况不仅非常常见,也具有比平稳工况更强的破坏性,所以也更容易产生故障.因此,本文在前人的基础上,建立了变速工况下滚动轴承外圈故障的振动模型,并进行了对应仿真模型的建构以及试验验证.

2 滚动轴承的故障特征频率

通常情况下,轴承外圈固定,设内圈(即轴)的旋转频率为 f_s ,轴承节径为 D ,滚动体直径为 d ,接触角为 α ,滚动体个数为 z .假设滚动体与滚道间无滑动,在载荷作用下套圈不产生变形,且内圈与轴刚性联接,轴承故障时的特征频率可以根据轴承结构参数计算如下.

表 1 故障特征频率计算公式

损伤点位置	故障脉冲发生频率
外圈	$f_0 = z f_c = \frac{z}{2} [1 - \frac{d}{D} \cos \alpha] f_s$
内圈	$f_i = \frac{z}{2} [1 + \frac{d}{D} \cos \alpha] f_s$
滚动体	$f_r = \frac{D}{2d} [1 - (\frac{d}{D})^2 \cos^2 \alpha] f_s$

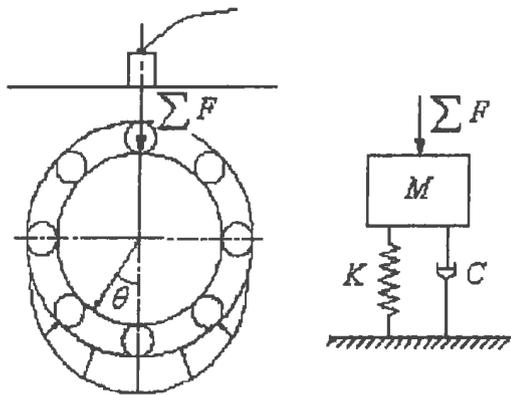


图 1 轴承整体振动简化模型

3 故障滚动轴承径向振动模型

根据前人的研究^[3],滚动轴承可简化为一单自由度弹簧

收稿日期: 2006-03-16

作者简介: 李耀华(1980-),男,浙江萧山人,华东交通大学机电学院在读硕士研究生.

阻尼系统.如图1所示.其整体振动规律可以用二阶微分方程来表示:

$$\ddot{M}x + \dot{C}x + Kx = \Sigma F \quad (1)$$

其中 M 为系统等效质量, C 为系统等效阻尼, K 为系统等效刚度, ΣF 为轴承系统所承受的等效力.轴承元件存在局部损伤点时, ΣF 可以进一步表示为

$$\Sigma F = \Sigma F_r + B_n = F + F_{acc}(t) + B_n \quad (2)$$

其中 ΣF_r 为作用于轴承系统的径向力, B_n 为系统白噪声. $F_{acc}(t)$ 为变速过程对应的故障振动信号.由于轴向振动相对径向振动来说振级很小,给予忽略.由上式可以看出,对于故障轴承振动模型的建立,关键在于系统故障信号径向激励的特性对轴承系统的影响.

3.1 变速工况下的故障脉冲序列

根据已有文献的研究,用脉冲函数 $\delta(t)$ 表示一次故障脉冲振动^[5].当转速不是恒定值时,轴承故障特征将是时变的.为方便讨论和研究,变速工况下假设轴承系统载荷为恒定值, $t=0$ 时刻轴的旋转频率从 F_0 开始线性升高,且此刻恰有一故障脉冲产生,设频率加速度为常数 α_s (Hz/s^2).假设转速从开始增大后故障脉冲发生时刻的瞬时轴旋转频率依次分别为,则在轴旋转频率线性增大的过程中,相邻两个故障脉冲之间的间隔时间依次可表示为

$$\Delta t_n = \frac{f_n - f_{n-1}}{\alpha_s} \quad (3)$$

且有至第 k 次故障脉冲发生的历经时间

$$t_k = \sum_{i=1}^k \Delta t_i \quad (4)$$

此外轴旋转频率的线性增大引起振动加剧,故障振动的幅值也将随之线性增大,表示为

$$d_0(t) = d_0 + ct \quad (5)$$

其中 d_0 为初始脉冲幅值, c 称之为故障脉冲幅值系数,是与频率加速度 α_s 相关的常数,并受到故障类型和故障位置等因素的影响,在此假设不变.

综上,在轴承整周均匀分布的单位载荷下,轴旋转频率线性增大的过程中,未经调制的故障脉冲序列可表示如下.图2为加速过程故障脉冲序列示意图.

$$d_{acc}(t) = d_0 \sum_{k=0}^{+\infty} \delta(t - t_k) \quad (6)$$

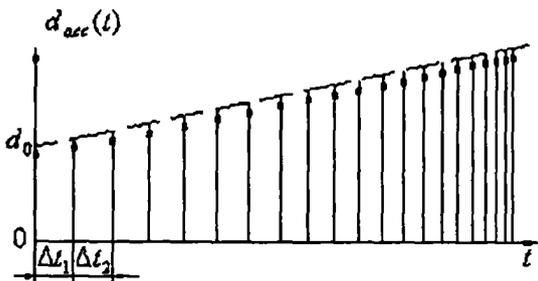


图2 加速过程故障脉冲序列示意图

3.2 变速工况下的载荷密度函数

对于轴承径向载荷不变,转速均匀增大的情况,其载荷分布函数可表示为

$$q_{acc}(t) = \begin{cases} q_{max} [1 - \frac{1}{2} \epsilon (1 - \cos(\theta_0 + 2\pi ft))]^n & |\theta_0 + 2\pi ft| \leq \theta_{max}; \\ 0 & |\theta_0 + 2\pi ft| > \theta_{max}; \end{cases} \quad (7)$$

式中 f 由故障点的位置确定,外圈局部损伤时 $f=0$;内圈局部损伤时 $f=f_0 + \alpha_s t$;滚动体损伤时 $f=f_{r0} + \alpha_s t$; f_{r0} 为对应于初始轴频 f_0 的初始滚动体公转频率. q_{max} 为最大载荷密度, ϵ 为载荷分布因子,对于特定轴承 q_{max} 、 ϵ 为常量,球轴承时 $n=0.5$,滚子轴承时 $n=10/9$.



图3 加速过程载荷密度函数

3.3 变速工况下外圈局部损伤振动模型

综合考虑前面讨论的内容,变速工况下故障轴承外圈故障振动信号可表示为

$$F_{acc}(t) = d_{acc}(t) q_{acc}(\theta_0) \cos \theta_0 \quad (8)$$

其中 $\cos \theta_0$ 为外圈损伤点发生的故障脉冲信号在垂直方向上的分量函数.将其代入式(1)可得到变速工况下外圈局部损伤轴承径向振动模型

$$\ddot{M}x + \dot{C}x + Kx = F + d_{acc}(t) q_{acc}(\theta_0) \cos \theta_0 + B_n \quad (9)$$

4 模型仿真与试验对比

根据式(9),在 Simulink 环境下建立对应的仿真模型,将仿真输出结果与试验结果进行对比分析.试验在故障轴承试验台上进行,试验故障轴承为 6 207,通过对交流电机变频器的编程控制,使转速由 0rpm 线性增大至 800 rpm,采样频率为 1 280 Hz,加速过程经历时间为 3.2 秒,采集点数为 4 096.分别在时域与频域进行对比.频域分析采用短时傅里叶变换(STFT)进行分析.取短时傅里叶变换的时间分辨率为 0.4 秒,时间窗为 Hamming 窗,窗长度为 1 024,每相邻两段数据重叠点数为 512 点,将试验非平稳信号分为 7 段,在每个小段内认为信号是近似平稳的,将每段数据分别作 FFT 分析,形成同时在时间域和频率域表征故障信号的谱阵如下.由于信号段间存在重叠,将时间段定义为 1 至 7 号时间段,分别依次代表 0~0.8s, 0.4s~1.2s, 0.8s~1.6s, 1.2s~2.0s, 1.6s~2.4s, 2.0s~2.8s, 2.4s~3.2s 时间段.

根据表 1 计算可知 800 rpm 下外圈损伤故障特征频率为 47.66 Hz.图 4、5 表明外圈损伤情况下,加速过程的振动模型的仿真输出结果与试验结果非常接近.随着轴旋转频率的线性增大,时域振动幅值逐渐增大;频域中故障特征频率的变化趋势如图中虚线所示,表明了振动模型的有效性.

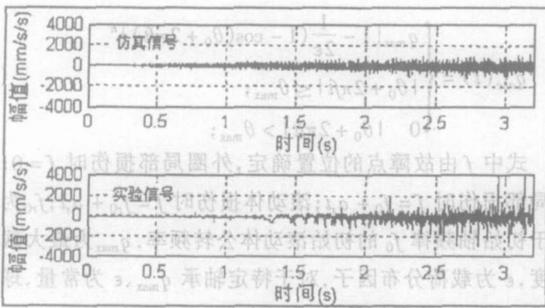


图4 加速过程外圈损伤轴承仿真信号与试验信号对比

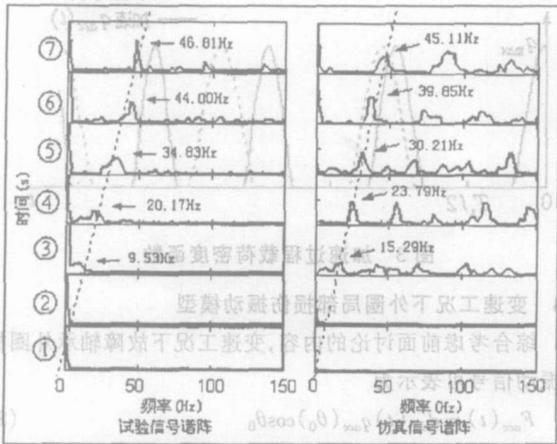


图5 加速过程外圈损伤轴承振动信号谱阵对比图

5 结论

本文建立的变转速工况下故障轴承振动模型,是在前人的基础上,研究变工况下故障滚动轴承的动态特性.通过 Simulink 仿真环境对模型进行仿真,将输出结果与试验结果对比分析,结果表明所建立的模型能够正确的反映变转速过程中外圈损伤轴承的振动动态特性,为非平稳工况下滚动轴承的故障诊断与状态监测提供了理论基础和现实依据.

参考文献:

- [1] Mcfaddent, P., Smith, J., Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing[J]. Journal of Sound and Vibration, 1984, 96(1), 69—82.
- [2] Mcfaddent, P., Smith, J., The vibration produced by multiple point defects in a rolling element bearing[J]. Journal of Sound and Vibration, 1985, 98(2), 263—373.
- [3] 张中民, 卢文祥, 杨叔子, 等. 滚动轴承故障振动模型及其应用研究[J]. 华中理工大学学报, 1997, 25(3).
- [4] David Brie. Modelling of the spalled rolling element bearing vibration signal: an overview and some new results[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2000, 14(3), 353—369.
- [5] 梅宏斌. 滚动轴承振动监测与诊断 理论·方法·系统 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1995.

Research On Vibration Model and Simulation for an Outer Ring Faulty Bearing Under Variable Speed

LI Yao-hua¹, SONG Jing-wei², SUN Dong³

(School of Mechanical and Electrical Engineering, East China Jiaotong Uni., Nanchang 330013, China)

Abstract: The paper puts forwards the vibration model of faulty bearing and its differential equation, and builds up the vibration model of faulty bearing with a single defect on outer ring under variable speed. A simulated model is built up later by using the simulation tool Simulation. The outputs of simulated model and experiments are compared in both time domain and frequency domain and the theory model is proved to be correct.

Key words: faulty bearing; variable speed; vibration model; simulation; experiment