

DOI: 10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2024.06.023

滚动轴承滚道故障演化的动力学建模与响应分析

任悦, 臧朝平

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

摘要:对滚动轴承滚道故障演化过程的振动特性及应力特性进行分析,在充分考虑径向载荷、转速、摩擦等影响因素的前提下,通过 ANSYS/LS-DYNA 建立滚动轴承的二维全柔性显式有限元模型,进行外、内滚道故障演化情况的仿真分析。分析结果表明:计算得出的故障特征频率与理论解误差小于 1%;随滚道故障演化,轴承的振动响应及应力水平均升高;在相同故障尺寸下,内滚道故障对振动响应及应力的影响更大。

关键词:滚动轴承;局部故障;动力学建模;LS-DYNA;响应分析

中图分类号:TH133.33 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2024)06-0119-04

Dynamic Modeling and Response Analysis of Rolling Bearing Raceway Fault Evolution

REN Yue, ZANG Chaoping

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, 210016, China)

Abstract:To analyze the vibration and stress characteristics of the rolling bearing raceway fault evolution process, a two-dimensional fully flexible explicit finite element model of the rolling bearing is established by ANSYS/LS-DYNA with full consideration of radial load, rotational speed, friction and other influencing factors, and the simulation analysis of the outer and inner raceway fault evolution is carried out. The analysis results show that the error between the calculated fault characteristic frequency and the theoretical solution is less than 1%, the vibration response and stress level of the bearing increase with the evolution of the raceway fault, and under the same fault size, the influence of the inner raceway fault on the vibration response and stress is greater.

Keywords:rolling bearing; localized defect; dynamic modeling; LS-DYNA; response analysis

0 引言

滚动轴承是旋转机械的关键部件,其运行状态直接影响旋转机械的传动精度及运行安全。据统计,有大约 30% 的旋转机械故障是由轴承故障引起,且其中 90% 的轴承故障位于滚道上^[1]。对含有滚道故障的轴承进行准确地建模与分析对认识其振动机制有重要意义。滚动轴承的建模经历了静力学、拟静力学、拟动力学以及动力学 4 个阶段。在采用解析法建立轴承模型时,通常伴随着较多的简化,如将材料考虑为刚体,忽略保持架的作用等。随着商业软件的发展,通过有限元方法建立滚动轴承的动力学模型,提取各部件的动力学响应,从而对轴承的响应特性及动态性能进行分析成为了一种高效的研究手段^[2-3]。

目前关于轴承故障的研究主要集中在振动响应,而忽略了故障演化过程中应力的变化情况。滚动体与滚道之间循环交变的应力是导致轴承接触疲劳、出现初始故障的直接原因。对滚道故障

演化过程中的应力变化进行分析,有助于对其内部的动态性能及故障激励机制的进一步认识。

1 滚动轴承的运动学理论及有限元建模方法

1.1 滚动轴承的运动学理论

一般情况下,滚动轴承在运转过程中将外圈与轴承座固定,内圈与旋转轴固定并同步旋转,滚动体受保持架约束,沿滚道公转的同时绕自身轴线自转。保持架转动频率的计算方法如下:

$$f_c = \frac{f_s}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (1)$$

式中: f_s 为旋转轴转动频率; d 为滚动体直径; D 为轴承的节圆直径; α 为接触角。

当滚道发生故障时,滚动体经过故障位置会产生周期性的冲击信号,外圈故障特征频率 f_{BPFO} 以及内圈故障特征频率 f_{BPF1} 的计算方法分别为:

$$f_{\text{BPFO}} = Zf_c = \frac{Zf_s}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (2)$$

第一作者简介:任悦(1997—),女,辽宁沈阳人,硕士研究生,研究方向为滚动轴承的动力学建模,renyue@nuaa.edu.cn。

$$f_{\text{BPFI}} = \frac{Zf_s}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos\alpha \right) \quad (3)$$

式中 Z 为滚动体个数。

1.2 正常滚动轴承的有限元建模

本文以 NU202 型圆柱滚子轴承为研究对象,其主要构成部件为外圈、内圈、滚动体及保持架,结构如图 1 所示,主要设计参数如表 1 所示。

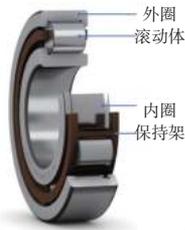


图 1 圆柱滚子轴承结构

表 1 轴承的设计参数

设计参数	数值
内径 D_{in}/mm	15.0
外径 D_{out}/mm	35.0
节圆直径 D/mm	24.8
滚动体数量 $Z/\text{个}$	11
滚动体直径 d/mm	5.5

采用 ANSYS/LS-DYNA 建立轴承的二维有限元模型,LS-DYNA 是著名的显式动力学分析程序,能够高效求解非线性动力学问题。二维有限元模型在满足分析要求的同时,相比三维模型可大幅度减少计算资源。SINGH 等^[4-5]的研究表明:网格划分导致的数值噪声会对振动响应产生直接的影响,网格尺寸过大,产生接触的各部件之间可能发生初始穿透,导致模型无法运算或计算结果的不准确。本模型中将内外滚道与滚动体接触部分的网格进行局部细化,设定径向游隙为 0.01 mm,兜孔间隙为 0.05 mm。模型的网格尺寸在 0.01~0.30 mm 之间。

LS-DYNA 中采取罚函数法来计算两接触表面之间的接触关系,通过接触算法来检查每个时间步长下目标面与接触面间是否出现穿透。在滚动体与内外滚道的接触对中,滚动体表面为接触面,内、外滚道为目标面,静、动摩擦因数分别为 0.10、0.05;滚动体与保持架的接触对中,滚动体表面为接触面,保持架为目标面,静、动摩擦因数分别为 0.05、0.02。

为模拟其运行工况,在外圈内表面以及内圈外表面建立刚性面,对外圈内表面刚性面施加全约束,对内圈外表面刚性面施加转速及径向载荷,载

荷方向为 y 轴负方向,即重力方向。最终建立的模型如图 2 所示,单元数为 18 973,节点数为 19 913。



图 2 二维显式有限元模型

1.3 滚动轴承滚道故障演化有限元建模

轴承已经产生表面剥落故障后,在滚动体运动的反复冲击下,剥落沿滚动方向不断拓展,依此建立外滚道及内滚道故障演化的模型,如图 3 及图 4 所示。故障宽度分别为 1 mm、2 mm 以及 3 mm,故障深度均为 0.2 mm。

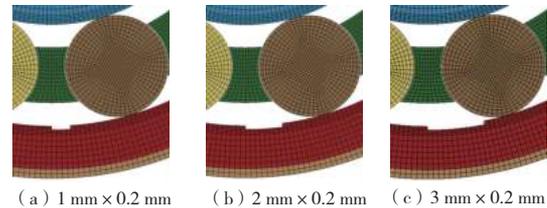


图 3 外滚道故障沿滚动方向演化模型

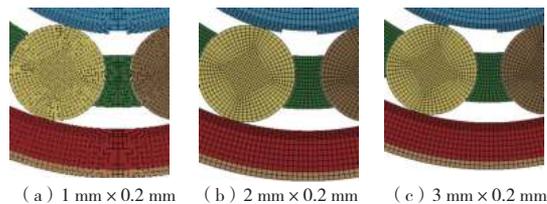


图 4 内滚道故障沿滚动方向演化模型

2 外滚道故障演化的振动响应及应力分析

对前文建立的外滚道故障演化模型进行求解分析,计算转速为 100 rad/s,计算时长为 0.20 s。在此转速下转动频率为 15.92 Hz,外圈故障特征频率 f_{BPFO} 的理论解为 68.12 Hz。

2.1 振动响应分析

振动响应的采集位置为轴承外圈节点,由于有限元仿真计算结果不可避免地受到网格离散化带来的数值噪声的影响,因此对时域信号进行 2 000 Hz 的低通滤波,并对滤波后的时域信号进行包络分析,得到频谱。无故障情况下,轴承的振动信号如图 5 所示,无明显冲击特征。

外滚道故障演化的时域响应及包络频谱如图 6 所示。

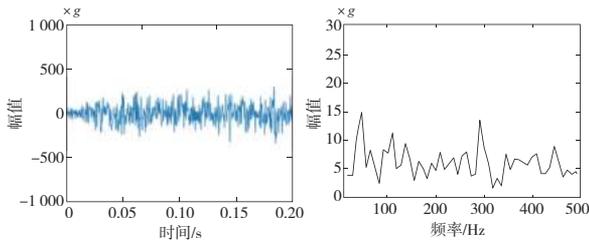


图5 正常轴承时域响应及包络频谱

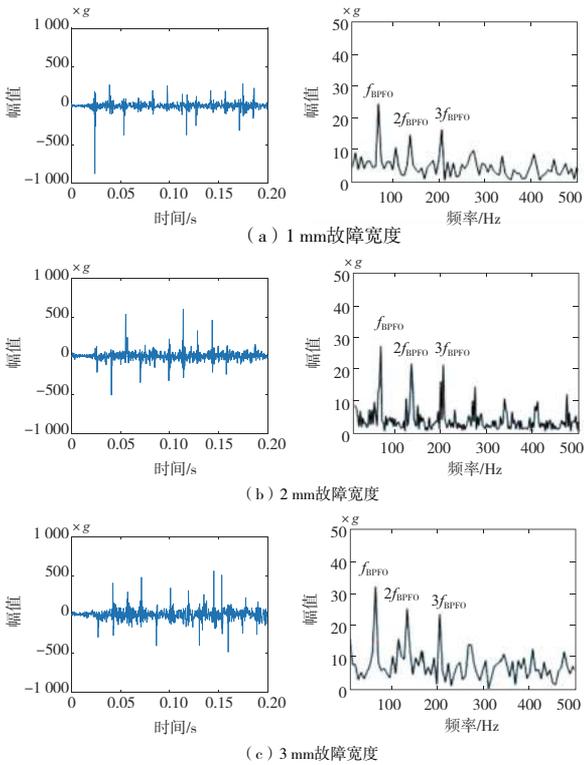


图6 外滚道故障演化时域响应及包络频谱

从图6中能够清晰地识别 f_{BPFO} (68.72 Hz)及倍频 $2f_{BPFO}$ 、 $3f_{BPFO}$...,且故障尺寸的变化不会导致频率成分的变化。计算得出的 f_{BPFO} 与理论解之间误差为0.88%,可认为该模型能准确地模拟外滚

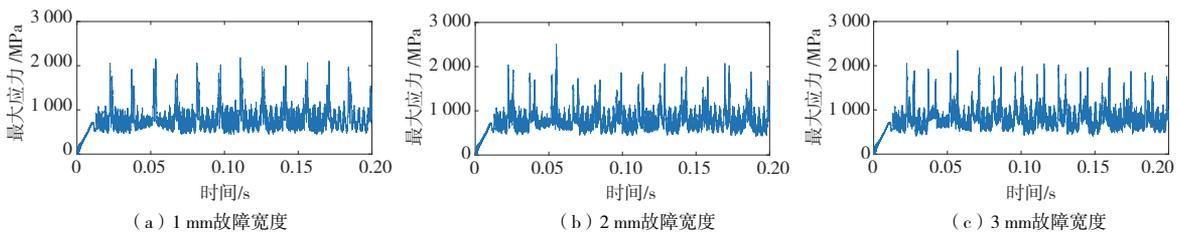


图8 外滚道故障演化外圈最大等效应力时程曲线

表3 外圈最大应力

故障宽度/mm	0	1	2	3
外圈最大应力 R_{MS}/MPa	738.00	865.05	871.98	889.29

道故障情况。加速度响应时域信号中幅值随机波动较明显,峰值的大小有较大的随机性,因此采用对于轴承进行状态监测时常用的指标方均根(RMS)进行分析。外滚道故障演化过程加速度响应的 R_{MS} 在表2中给出,其中故障宽度0 mm为轴承的正常状态。随外滚道故障演化,轴承的振动响应明显增强。

表2 外滚道故障演化过程加速度响应

故障宽度/mm	0	1	2	3
加速度响应 R_{MS}	30.7g	57.5g	60.6g	75.5g

2.2 应力分析

在轴承无故障情况下,外圈的最大等效应力时程曲线如图7所示。

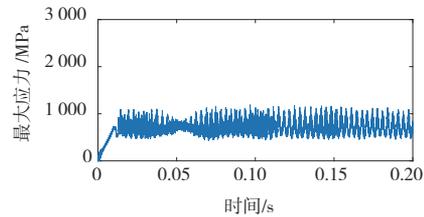


图7 正常轴承外圈最大等效应力时程曲线

在外滚道故障演化情况下,各故障宽度下外圈最大应力时程曲线如图8所示。

从图8中可以发现,在外滚道故障状态下,轴承外圈的最大应力同样出现周期性冲击,其冲击时间间隔为 $1/f_{BPFO}$,证明外圈应力的波动是由于滚动物周期性地与故障位置产生冲击。同样采用RMS值对应力水平进行评估,从表3中可以发现,在外滚道故障演化时,外圈的等效应力水平有明显增加。

3 内滚道故障演化的振动响应及应力分析

考虑到内滚道故障时故障位置与旋转轴同步转动,故障位置时而处于承载区内,与滚动物碰撞

产生明显振动响应;时而处于承载区域外,与滚动体碰撞时振动响应不明显。因此需要在考虑计算时长的情况下增加计算周期数,以获取其周期特征。在进行内滚道故障仿真时,选择计算转速为 200 rad/s,计算终止时间延长至 0.4 s。在此转速下转动频率为 31.83 Hz,内圈故障特征频率 f_{BPF1} 的理论解为 213.90 Hz。

3.1 振动响应分析

内滚道故障演化的时域响应及包络频谱如图 9 所示。

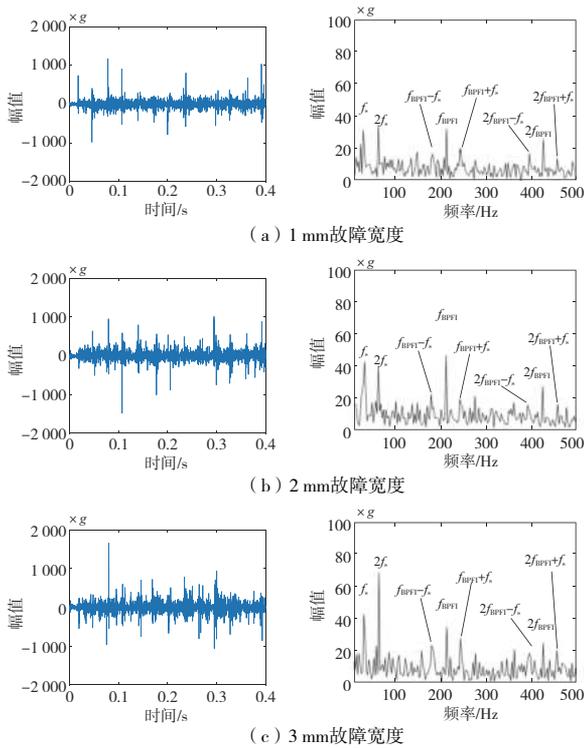


图 9 内滚道故障演化时域响应及包络频谱

相较于外滚道故障情况,在轴承内滚道存在故障时,其频谱中频率成分更加丰富,主要表现为

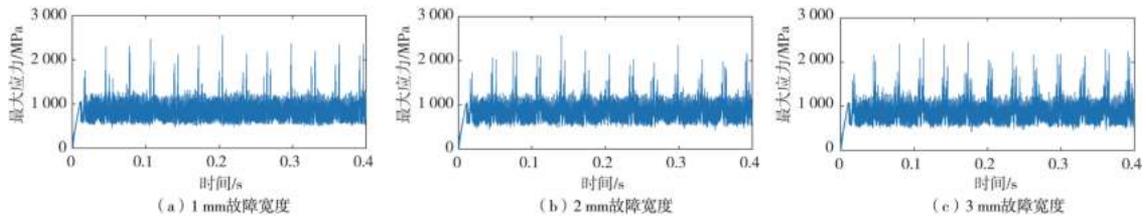


图 11 内滚道故障演化内圈最大等效应力时程曲线

表 5 内圈最大应力

故障宽度/mm	0	1	2	3
内圈最大应力 R_{MS}/MPa	839.85	878.19	885.75	903.97

f_s 及倍频、 f_{BPF1} (213.85 Hz) 及倍频以及二者的调制频率: $f_{BPF1}-f_s$ 、 $f_{BPF1}+f_s$ 、 $2f_{BPF1}-f_s$ 、 $2f_{BPF1}+f_s$ 等,同时故障尺寸的变化不会导致频率成分的变化。计算得出的 f_{BPF1} 与理论解之间误差为 0.02%,可认为该模型能准确地模拟内滚道故障情况。

内滚道故障演化过程加速度响应的 RMS 值在表 4 中给出,随故障演化,轴承的振动响应明显增强。同时与表 2 对比可以发现,在相同故障尺寸下,故障发生于内滚道上时会引发更强烈的振动。

表 4 内滚道故障演化过程加速度响应

故障宽度/mm	0	1	2	3
加速度响应 R_{MS}	30.7g	115.0g	143.4g	158.6g

3.2 应力分析

在轴承无故障情况下,内圈的最大等效应力时程曲线如图 10 所示。

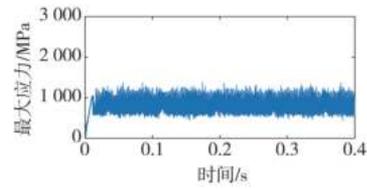


图 10 正常轴承内圈最大等效应力时程曲线

在内滚道故障演化情况下,各故障宽度下内圈最大应力时程曲线如图 11 所示。

从图 11 中可以发现,在内滚道存在故障时,内圈承受的最大等效应力同样存在明显的周期性。但是相比于外滚道故障情况,在内滚道故障情况下,在每个转动周期内,由于故障位置在持续旋转,故障前后边缘与滚动体的接触相比外滚道情况更加复杂。不同故障宽度下最大应力的 RMS 值如表 5 所示。

从表 5 中可以看出,在故障沿着内滚道演化时,内圈承受的应力有明显的增强。同时对比表 3 可以发现,在无故障情况下以及相同故障尺寸下,内圈的应力水平均大于外圈。

(下转第 127 页)

3)通过对各子系统信号的控制,完成子系统的相互配合,实现生产协调同步;

4)上位机系统要将诸如视觉检测提取的图像数据信息等及时反馈,将获得的数据信息解读并完成对于各系统的控制。

6 结语

针对螺纹抽钉自动装配的问题,本文设计研究了螺纹抽钉自动组装系统。通过对自动组装系统机械结构和控制系统的设计,完成了螺纹抽钉的自动组装,实现了螺纹抽钉各零件自动上料、组装、检错、下料。实际使用中发现由于芯杆的制造工艺问题,在自动旋拧时若螺纹涂层不均匀或者残余毛刺较大可能会导致旋拧拧死而导致加工失败,但是相比人工旋拧仍然能够大幅提高生产效率。

参考文献:

[1] 李荣霞. 大底脚螺纹抽钉铆接工艺研究[J]. 科技创新与应用,2016(16):113.

[2] 郝欣妮,高艳,MOHAMMED A E A,等. 面向多规格螺母的自动拧紧机系统[J]. 制造技术与机床,2022(4):88-93.

[3] 田永成,黄丙庆,李云鹏. 在线式轮装制动盘螺栓自动拧紧机的设计和应用[J]. 机床与液压,2020,48(4):120-122.

[4] 王延强. 高效非标膨胀螺栓自动化组装机设计及关键技术研究[D]. 邯郸:河北工程大学,2019.

[5] SIERLA S,KYRKI V,AARNIO P,et al. Automatic assembly planning based on digital product descriptions [J]. Computers in Industry,2018,97:34-46.

[6] 戴俊. 基于 PLC 控制的物料自动检测与分拣系统设计[D]. 大连:大连理工大学,2015.

[7] 刘明周,蒋倩男,葛茂根. 基于机器视觉的装配动作自动分割与识别[J]. 中国机械工程,2017,28(11):1346-1354.

[8] 李洪,黄建峰,张清泉,等. 法兰-螺栓联接对加速器对中装配同轴度的影响[J]. 四川大学学报(工程科学版),2007,39(3):155-159.

收稿日期:2022-11-07

(上接第 122 页)

4 结语

本文以 NU202 型圆柱滚子轴承为研究对象,通过 ANSYS/LS-DYNA 建立其外滚道、内滚道故障演化的有限元模型,基于仿真分析得出如下结论:

1)仿真计算得出的故障特征频率与理论解之间的误差小于 1%,该模型能够准确地模拟轴承滚道故障状态;

2)在外滚道及内滚道故障的演化过程中,轴承振动响应升高,但特征频率成分不会改变,故障所在套圈的应力水平均有显著升高;

3)在相同的故障尺寸下,故障位于内滚道时会引发更强烈的振动响应,同时内圈的应力水平大于外圈。

参考文献:

[1] 杨国安. 滚动轴承故障诊断实用技术[M]. 北京:中

国石化出版社,2012:10-11.

[2] SHAHA D R ,KULKARNI S S. Vibration analysis of deep groove ball bearing using finite element analysis [J]. International Journal of Engineering Research and Applications, 2015,5(5):44-50.

[3] 杨子臻,左彦飞,邵化金,等. 基于显式有限元的转子不平衡与轴承故障耦合分析[J]. 轴承,2021(2):8-13,16.

[4] SINGH S,KÖPKE U G,HOWARD C Q,et al. Analyses of contact forces and vibration response for a defective rolling element bearing using an explicit dynamics finite element model [J]. Journal of Sound Vibration, 2014,333(21):5356-5377.

[5] SINGH S, HOWARD C Q, HANSEN C H, et al. Analytical validation of an explicit finite element model of a rolling element bearing with a localised line spall[J]. Journal of Sound and Vibration, 2018,416:94-110.

收稿日期:2023-03-30