

doi:10.13436/j.mkjx.202407050

基于多因素干涉的滚动轴承故障动力学建模*

杜文辽, 牛新闻, 王宏超, 巩晓赞, 何文斌

(郑州轻工业大学 机电工程学院, 郑州 450002)

摘 要: 轴承故障工况动力学建模是研究轴承因故障所产生的振动响应与故障形式内在联系的理论基础。在综合考虑时变接触刚度、滚珠是否位于负载区、接触形态、润滑油膜等一系列动力学干涉因素的基础上, 分析了不同故障形式下轴承的动力学响应, 揭示了不同故障下的轴承振动机理, 为基于振动信号实现滚动轴承故障形式判断提供理论支撑。

关键词: 深沟球轴承; 动力学建模; 振动响应; 局部故障

中图分类号: TH133.3 文献标志码: A 文章编号: 1003-0794(2024)07-0167-03

Dynamic Modeling of Rolling Bearing Fault Based on Multi-factor Interference

Du Wenliao, Niu Xinchuang, Wang Hongchao, Gong Xiaoyun, He Wenbin

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou 450002, China)

Abstract: The dynamic modeling of bearing fault condition is the theoretical basis to study the internal relation between bearing vibration response caused by fault and fault form. Based on comprehensive consideration of a series of dynamic interference factors such as time-varying contact stiffness, whether the ball is located in the load zone, contact shape and lubricating oil film, etc., the dynamic response of bearings under different fault forms was analyzed, which reveals the mechanism of bearing vibration under different faults and provides theoretical support for realizing fault form judgment of rolling bearing based on vibration signal.

Key words: deep groove ball bearing; dynamic modeling; vibration response; local fault

0 引言

通过建立有效的轴承故障动力学模型, 设置不同的故障类型分析相对应的振动响应, 可以为检测轴承的健康状态提供更加精确的识别方法。本文综合多方面干涉因素, 以 NSK6205 轴承为建模对象, 建立了不同故障状态下的四自由度动力学模型。

1 滚动轴承动力学模型

NSK6205 轴承主要参数:

节圆直径 D/mm	$\phi 39.04$
滚动体直径 d/mm	$\phi 8$
内圈直径 D_i/mm	$\phi 25$
外圈直径 D_o/mm	$\phi 52$
滚动体个数 N_b	9
接触角 $\alpha/(\circ)$	0

所建立的轴承动力学模型如图 1 所示。

基于轴承内圈水平自由度和竖直自由度以及轴承外圈水平自由度和竖直自由度, 得到轴承四自由度系统动力学模型方程

* 国家自然科学基金项目(52275138); 河南省重点研发专项(231111221100; 221111240200); 河南省重大科技专项(221100220200); 盐城市重点研发计划(工业)项目(BE2023024)

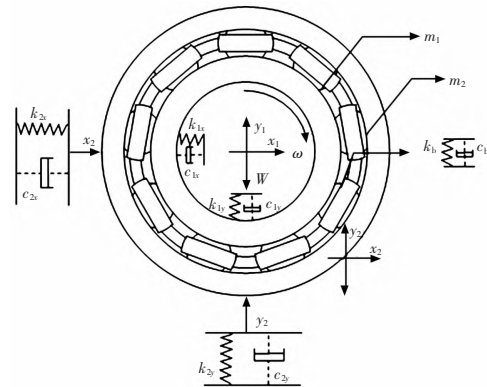


图 1 深沟球轴承动力学模型

m_1, m_2 轴承内圈质量和外圈质量 k_{1x}, k_{2x}, x_1, x_2 径向水平方向刚度、位移 k_{1y}, k_{2y}, y_1, y_2 径向垂直方向刚度、位移 $c_{1x}, c_{2x}, c_{1y}, c_{2y}$ 轴承内圈和轴承外圈径向水平方向、径向垂直方向阻尼 W 轴承重力 C_b, k_b 轴承阻尼和非线性刚度系数

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_{1x} x_1 + c_{1x} \dot{x}_1 + k_{2x} (x_1 - x_2) + c_{2x} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = -F_x \\ m_1 \ddot{y}_1 + k_{1y} y_1 + c_{1y} \dot{y}_1 + k_{2y} (y_1 - y_2) + c_{2y} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) = -F_y - W \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_{2x} x_2 + c_{2x} \dot{x}_2 - k_{1x} (x_1 - x_2) - c_{1x} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_x \\ m_2 \ddot{y}_2 + k_{2y} y_2 + c_{2y} \dot{y}_2 - k_{1y} (y_1 - y_2) - c_{1y} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) = F_y \end{cases} \quad (1)$$

式中 F_x ——水平受力;

F_y ——竖直受力。

设定传动轴角速度为 ω , 轴承内滚道半径为 R_i ,

轴承外滚道半径为 R_o 。可求得内滚道线速度为 ωR_i , 外滚道固定不动、线速度为 0, 保持架角速度

$$\omega_b = \frac{\omega R_i}{R_o + R_i} \quad (2)$$

外圈假设固定不动, 滚动体变形量由内圈位移量和轴承间隙 ρ 决定, 任意时刻内圈位移量即任意时刻滚动体 j 角位置变形量

$$S = (x_1 - x_2) \cos \theta_j + (y_1 - y_2) \sin \theta_j - \rho \quad (3)$$

第 j 个滚动体在任一时刻转过的角度

$$\theta_j = 2\pi(j-1)/N_b + t\omega_b \quad (4)$$

根据赫兹接触定理, 接触力

$$F = \beta K S^{1.5} \quad (5)$$

式中 β ——是否位于负载区的判断参数;

K ——接触刚度。

定义内滚道与滚子接触接触刚度为 k_i , 外滚道与滚子接触刚度为 k_o , 则:

$$k_i = 2\sqrt{2} E / [3(1-\nu^2)] (\sum \tau_i)^{-0.5} (u_i)^{-1.5} \quad (6)$$

$$k_o = 2\sqrt{2} E / [3(1-\nu^2)] (\sum \tau_o)^{-0.5} (u_o)^{-1.5} \quad (7)$$

式中 E ——材料弹性模量;

ν ——泊松比;

$\sum \tau_i$ 、 $\sum \tau_o$ ——滚动体与内、外圈的曲率和;

u_i 、 u_o ——内、外圈的变形系数。

轴承整体接触刚度

$$K = \frac{1}{(1/k_i^{2/3} + 1/k_o^{2/3})^{1.5}} \quad (8)$$

所求接触力在 x 方向和 y 方向的支撑反力:

$$F_x = K \sum_j^{N_b} [(x_1 - x_2) \cos \theta_j + (y_1 - y_2) \sin \theta_j - \rho]^{1.5} \cos \theta_j \quad (9)$$

$$F_y = K \sum_j^{N_b} [(x_1 - x_2) \cos \theta_j + (y_1 - y_2) \sin \theta_j - \rho]^{1.5} \sin \theta_j \quad (10)$$

各部件的接触阻尼 c 与接触刚度 K 之间的数量关系

$$c = (0.25 \sim 2.5) \times 10^{-2} K \quad (11)$$

2 多因素干涉对轴承运动的影响

深沟球轴承在实际工况下, 通常只有位于负载区的滚动体才会受力产生变形。滚动体是否位于负载区的判断参数

$$\beta = \begin{cases} 1 & \text{滚动体位于负载区} \\ 0 & \text{滚动体位于非负载区} \end{cases} \quad (12)$$

负载区滚动体产生角位移后将带动保持架产生角位移, 保持架的角位移传递给非负载区滚动体从而使得非负载区滚动体产生角位移。由于滚动体和保持架之间存在装配间隙和变形, 故负载区滚动体在某一时刻角位移大于保持架角位移, 而非负载区滚动体在某一时刻角位移则小于保持架角位移。在动力学模型中引入这一因素可得到

$$\theta_j = 2\pi(j-1)/N_b + t\omega_b + \partial_j(0.5rand)\theta_{slip} \quad (13)$$

式中 ∂_j ——开关函数, 当滚动体位于负载区取值为 1, 当滚动体位于非负载区取值为 -1;

θ_{slip} ——滑移角, 取 $0.01 \sim 0.02$ rad。

轴承在运转过程中会在内部间隙形成润滑油膜, 该油膜会占据轴承内部滚动体和滚道之间的间隙。为描述这一情况, 本文动力学模型将轴承间隙 ρ 设置为负值。

当轴承滚道出现故障时, 部件接触形态如图 2 所示。

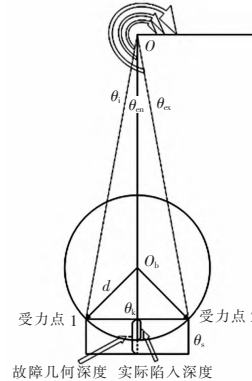


图2 故障接触形态图

O 、轴承中心点 O_b 、滚动体中心点 θ_i 、故障起始角位置 θ_{en} 、故障结束角位置 θ_{ex} 、故障中心角位置 θ_k 、故障宽度 θ_s 、故障径向深度

当滚动体与外滚道故障位置接触时主要受力位置集中于 2 点, 对故障接触位置刚度进行修正

$$k_b = k [1 - R(\theta_i - \theta_{en}) / (\theta_{en} + \theta_{ex})] \quad (14)$$

式中 R ——缩减系数, $R > 0.5$ 。

可求得滚动体实际陷入故障深度

$$d_i = d - [d^2 - (\frac{\theta_k}{2})^2]^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

3 滚动轴承故障动力学建模

本文使用故障角位置 θ_{dc} 、故障宽度 θ_k 、故障径向深度 θ_s 三个参数来表征故障。设定第 k 个滚动体产生故障, 则其在不同时刻的变形量

$$\psi_{gz} = \begin{cases} 0 & j \neq k \\ d_i & 0 < \theta_{dc} < \theta_k \text{ 或 } \pi < \theta_c < \pi + \theta_k \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (16)$$

滚动体故障角位置

$$\theta_{dc} = \text{mod}(\omega_d t + \theta_{d0}, 2\pi) \quad (17)$$

滚动体自转角速度

$$\omega_c = \frac{6\omega D}{7 \times 2d} [1 - (\frac{d}{D} \cos \alpha)^2] \quad (18)$$

式中 θ_{d0} ——故障初始角位置。

将求得的滚动体变形量 ψ_{gz} 带入到式(3)可求得滚动体故障状态下的变形量

$$s = (x_1 - x_2) \cos \theta_j + (y_1 - y_2) \sin \theta_j - \rho - \psi_{gz} \quad (19)$$

故障角位置 θ_{dc} 表示为

$$\theta_{dc} = \omega t + \theta_{d0} \quad (20)$$

由内、外滚道故障导致第 j 个滚动体的接触变形量

$$\psi_{gz} = \begin{cases} d_i & \left| \text{mod} \left[\theta_j - \left(\theta_{dc} + \frac{\theta_k}{2} \right), 2\pi \right] \right| < \frac{\theta_k}{2} \\ 0 & \left| \text{mod} \left[\theta_j - \left(\theta_{dc} + \frac{\theta_k}{2} \right), 2\pi \right] \right| > \frac{\theta_k}{2} \end{cases} \quad (21)$$

得到变形量之后利用赫兹接触定理得到滚动轴承的各自由度接触力。

4 动力学模型求解与计算

设定轴承滚动体故障深度 0.135 mm、宽度 5 mm, 轴承转速为 1 797 r/min, 采样频率为 10 000 Hz, 采样时长为 10 s。采用龙格库塔法求解模型振动响应如图 3 所示。

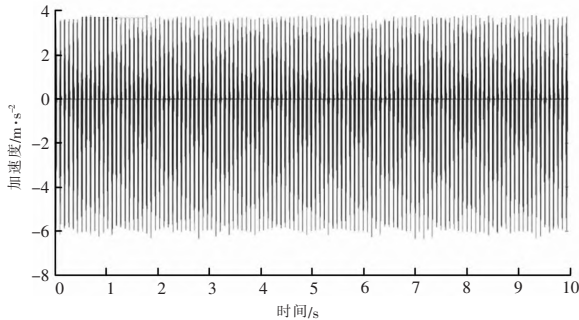


图3 滚动体故障振动响应结果分析

冲击时间间隔为 0.083 4 s, 即响应出现的频率为 11.99 Hz。根据式(2)可求得保持架角速度为 11.9 r/s。对其进行傅里叶变换得到频谱图如图 4 所示。

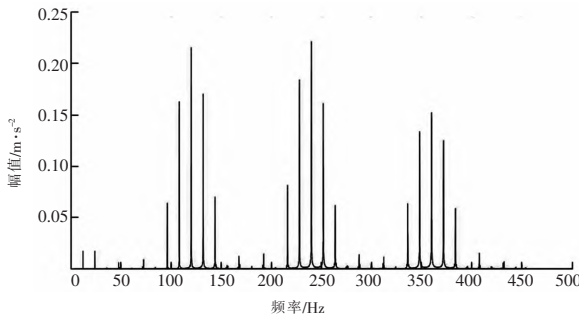


图4 滚动体故障振动响应频谱图

计算得到滚动体故障理论振动响应频率 70 Hz, 在图 4 中可以看到 60 Hz 的二倍频和四倍频。由于滚动体自转滑动的影响, 滚动体故障频率会小于理论计算频率。

设定轴承外滚道故障深度 0.136 mm、宽度 5 mm。求解模型获得振动响应如图 5 所示。

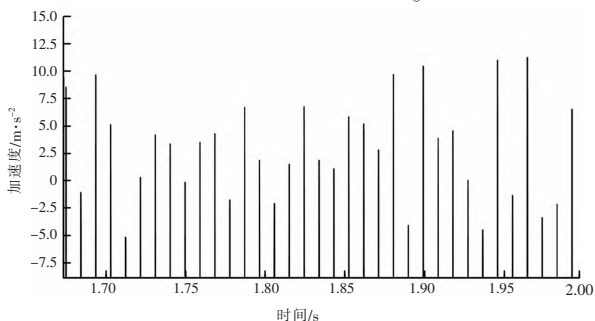


图5 外滚道故障振动响应时域图

由图 5 可以看出, 冲击时间间隔为 0.009 3 s, 即响应出现的频率为 107.5 Hz。计算得到外滚道特征频率为 107.1 Hz。对其进行傅里叶变换得到频谱图如图 6 所示。由图 6 可以看出, 外滚道故障动力学模型频谱图清晰地展示出了外滚道故障特征频率的一倍频和二倍频。

设定轴承内滚道故障深度 0.136 mm、宽度 5 mm。求解模型获得振动响应如图 7 所示。

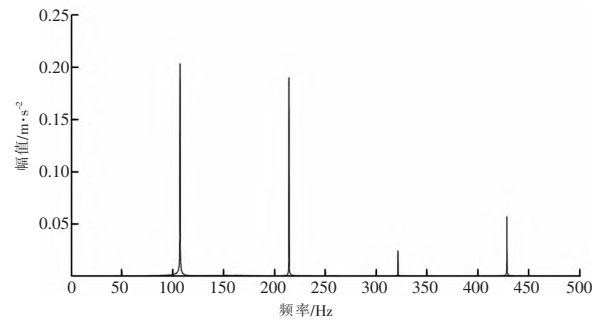


图6 外滚道故障振动响应频谱图

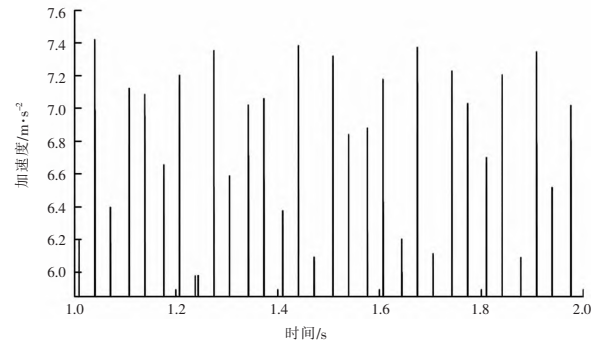


图7 内滚道故障振动响应时域图

由图 7 可以看出, 冲击时间间隔为 0.032 7 s, 即响应出现的频率为 30.58 Hz。求得内圈转频为 30 Hz。接着得到其频谱图如图 8 所示, 计算得到内滚道理论特征频率为 162.4 Hz。由图 8 可以看出模型频谱图清晰地展示出了内滚道故障特征频率的一倍频和二倍频。

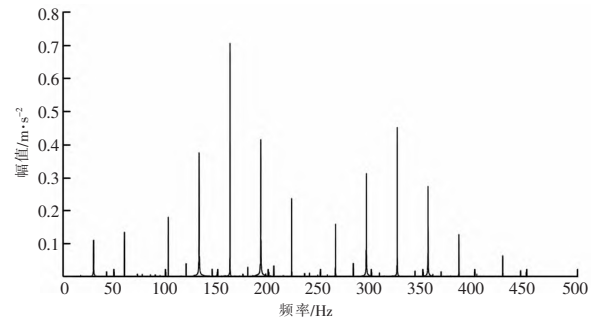


图8 内滚道故障振动响应频谱图

5 结语

本文通过考虑轴承运转中实际存在的多个干涉因素, 建立了滚动体故障、外滚道故障、内滚道故障3种动力学模型。模型求解结果与理论计算结果基本一致, 证明了该动力学模型与实际工况振动响应一致, 为轴承故障信号的获取提供了新思路; 且不同故障类型下轴承表现出不同的振动响应结果, 其固有特征频率各不相同。为采用轴承振动响应信号进行故障识别提供了理论支撑。

参考文献:

- [1] 尚朋飞, 马浩, 王金平. 含球面缺陷的深沟球轴承动力学研究[J]. 煤矿机械, 2023, 44(12): 56-58.
- [2] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2006.
- [3] 张建军, 王仲生, 芦玉华, 等. 基于非线性动力学的滚动轴承故障工程建模与分析[J]. 振动与冲击, 2010, 29(11): 30-34+251.
- [4] 郭军. 基于 GAN 与 CNN 的煤机设备故障智能诊断方法研究[J]. 煤矿机械, 2023, 44(12): 182-185.

作者简介: 杜文辽(1977-), 河南方城人, 教授, 博士, 主要研究方向: 机械装备智能维护, 电子信箱: dwenliao@zzuli.edu.cn.

责任编辑: 刘宝胜 收稿日期: 2024-01-12