

基于滚动体时变能量的球轴承内圈剥落故障动力学建模*

DYNAMIC MODELING OF BALL BEARING INNER RING PEELING FAULT BASED ON ROLLING ELEMENT TIME-VARYING ENERGY

董宝方** 李宇鹏 李思慧*** 石怀涛

(沈阳建筑大学 机械工程学院, 沈阳 110168)

DONG BaoFang LI YuPeng LI SiHui SHI HuaiTao

(School of Mechanical Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang 110168, China)

摘要 剥落故障轴承动力学模型模拟的振动响应主要取决于滚动体经过缺陷区域时的能量变化。为建立基于滚动体经过缺陷区域时能量波动的动力学模型,根据几何关系推演出滚动体经过不同坡度剥落故障的运动轨迹,并基于赫兹接触理论和能量守恒定律构建出相应的时变能量公式,引入动力学模型中进行仿真模拟,量化了滚动体经过时能量的变化与振动响应的关系。仿真和试验结果吻合,证明了剥落故障轴承的振动响应与滚动体能量波动之间的关系,所建立的动力学模型能够准确地预测不同转速下剥落故障轴承的振动信号。

关键词 滚动轴承 剥落故障 动力学建模 能量守恒

中图分类号 TH113.1

Abstract The vibration response simulated by the dynamic model of a bearing with spall failure mainly depends on the energy change of the rolling element as it passes through the defective area. In order to establish a dynamic model based on the energy fluctuation of the rolling body when it passes through the defective area, the motion track of the rolling body peeling fault at different slopes was deduced according to the geometric relation. Based on the Hertz contact theory and the law of conservation of energy, the corresponding time-varying energy formula was constructed. The dynamic model was introduced for simulation, and the relation between the energy change and the vibration response of the rolling body when it passed was quantified. The simulation and experimental results are in good agreement, which proves the relation between the vibration response of the bearing with spall failure and the energy fluctuation of the rolling element. The established dynamic model can effectively predict the vibration signal of the bearing with spall failure.

Key words Rolling bearing; Spall defect; Dynamic modeling; Conservation of energy

Corresponding author: LI SiHui, E-mail: lsihuiabc@163.com

The project supported by the Key R&D Plan of Liaoning Province (No.2019JH2/10100014).

Manuscript received 20221229, in revised form 20230405.

0 引言

滚动轴承作为旋转机械中最常用的部件也是最易损坏的部件之一,其可靠性与安全性在旋转机械全寿命服役过程中起着至关重要的作用,轴承的缺陷和损伤将直接影响设备的稳定性,甚至造成整个设备的损坏^[1-2]。以往的解决方法一般依据经验判断或者定期更换,但是这种方法判定误差很大并且会造成经济上的浪费,因此对轴承进行故障动力学建模具有很重要的实际工程意义^[3-5]。

现阶段轴承剥落故障的动力学建模中,最重要的环节就是缺陷区域的冲击响应模拟,因此学者们在这个方面做了大量的研究。其中,刘倩楠等^[6]基于 Hertz 理论,对滚动体经过剥落缺陷时的弹性变形进行研究,得出相应的时变位移函数与时变接触力增量函数,进而建立动力学模型。常斌全等^[7]主要分析了滚动体经过缺陷各个阶段的接触方式,将其划分为四个事件,并构建了相应的激励力函数。谢聪等^[8]考虑了时变刚度和时变阻尼等因素,建立了包含外圈滚道剥

*20221229收到初稿,20230405收到修改稿。辽宁省重点研发计划(2019JH2/10100014)资助。

**董宝方,男,1997年生,辽宁盘锦人,汉族,沈阳建筑大学机械工程学院硕士研究生,主要研究方向为轴承故障诊断。

***李思慧(通信作者),女,1990年生,辽宁阜新人,汉族,沈阳建筑大学机械工程学院讲师,博士研究生,硕士研究生导师,主要研究方向为轴承故障诊断。

落的高速轴承转子系统动力学模型。此外,剥落缺陷的表面轮廓也是学者们热衷探索的一点,CUI LL等^[9]利用轴承缺陷区域横截面的长度和宽度,对滚动体的形变进行了计算,发现双冲击现象的产生取决于缺陷的尺寸。JIANG Y C等^[10]研究了缺陷尺寸对接触形式的影响,并对缺陷进行了分类,比较不同类型下滚动体经过时接触力的变化,量化了缺陷尺寸与轴承振动响应的关系。SHI H T等^[11]考虑了轴承发生裂纹故障时,受力产生应变能带来的影响,建立了外圈剥落的动力学模型,结果表明,不同深度和宽度的裂纹产生的振动变化很大,但是没有考虑到改变了故障的深度和宽度会导致滚动体经过时的运动路径产生变化。李云龙等^[12]将剥落故障的表现形式视为圆弧形缺口,计算了滚动体经过圆弧形剥落故障的冲击力表达式,建立了外圈单点故障的滚动轴承动力学渐进模型。

综上所述,以往所建立的模型,都是通过构建滚动体经过缺陷区域时的时变接触力来模拟冲击的,但是轴承在工作时内部接触力过于复杂^[13-14],变转速工况时接触力发生变化,目前所建立模型中并未考虑。因此,为准确模拟变速情况下剥落故障轴承的振动冲击特征和幅值,本文依据能量守恒定律,采用计算滚动体运动过程中的能量变化来模拟对轴承系统的振动冲击。同时考虑到缺陷形状影响着滚动体经过时的能量变化,本文将滚动体经过轨迹分为3种类型(正弦、V形和圆弧),并给出了相应的时变能量公式。代入动力学模型中进行仿真,与试验测得数据对比分析,结果表明,所提模型不但能够准确模拟故障的特征频率,而且在一定转速区间内可以有效地预测振动冲击均方根值。

1 建立动力学模型

为方便分析剥落故障对轴承系统的影响,本文提出以下假设:所有的接触变形基于Hertz接触理论;将滚动体等效为线性弹簧-阻尼连接内、外圈滚道之间;内、外圈滚道为刚性;外圈固定,内圈随轴旋转无滑动,滚动体在滚道内无滑动现象;不考虑保持架、润滑油和温升带来的影响。建立图1所示的滚动轴承模型。

1.1 轴承接触变形

通过Hertz接触理论可知,所有滚动体受到的合力为轴承承受的Hertz接触力,表示为

$$F_h = K \sum_{i=1}^z \delta_i^{1.5} \quad (1)$$

式中, K 为滚动体刚度系数,计算方式参照文献[15]。

滚动体由内圈带动绕中心公转,轴上施加恒定 x 方向的径向载荷 Q ,处于载荷区域内的第 i 个滚动体受到挤压产生形变量 δ_i 。其中 δ_i 为第 i 个轴承滚动体接触形变,表示为

$$\delta_i = x \cos \theta_i + y \sin \theta_i - 0.5C_r \quad (2)$$

式中, x 、 y 分别为轴承质心分解在 x 和 y 方向的偏移量; C_r 为轴承间隙,取0.000 001 m; θ_i 为第 i 个滚动体相对于 x 轴的位置角度,可以表示为

$$\theta_i = \omega_c t + \frac{2\pi(j-1)}{Z} + \theta_0 \quad (3)$$

式中, θ_0 为首个滚动体的初始位置角; Z 为滚动体个数; ω_c 为滚动体绕轴承圆心的角速度,可以表示为

$$\omega_c = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d_b}{D_w} \cos \beta \right) \omega_s \quad (4)$$

式中, d_b 为滚动体直径; D_w 为保持架直径; β 为轴承接触角; ω_s 为轴转动角速度,可以表示为

$$\omega_s = \frac{2\pi n}{60} \quad (5)$$

式中, n 为转速。

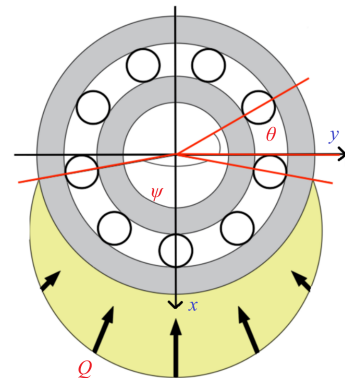


图1 滚动轴承模型

Fig. 1 Model of rolling bearing

1.2 剥落区域内滚动体的时变能量

根据能量守恒定律,对于滚道上有剥落缺陷的滚动轴承,滚动体通过缺陷区域时会产生能量波动,从而引发振动响应。其中滚动体的接触变形量和运动速度为能量变化的主要影响因素,而滚动体经过缺陷区域的运动状态是由其表面轮廓所决定的,因此将剥落缺陷的长度、宽度和深度设为定值,将缺陷坡度与滚动体经过的时变能量进行量化研究。

如图2所示,当坡度为 90° 时,滚动体经过缺陷与进入端接触,圆心轨迹记为正弦轨迹。滚动体进入缺陷区域会释放弹性形变量,释放的弹性形变量等于圆心相对轴承节圆直径的偏移量,这段圆心轨迹

AB可以近似为半正弦曲线,接下来绕离开端完成圆心轨迹BC,从而建立正弦轨迹的弹性形变释放表达式为

$$\delta_1 = \begin{cases} -H_d \cos [\pi(\theta_i - \omega t - \varphi_{\text{spall}})/\eta] & AB \\ H_d \cos [\pi(\theta_i - \omega t - \varphi_{\text{spall}})/\eta] & BC \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (6)$$

式中,AB、BC为故障区域内双冲击的两个阶段对应的位置区间。由于故障发生在内圈滚道随轴旋转,AB和BC位置区间表示为

$$\begin{cases} AB: \omega t + \varphi_{\text{spall}} - \phi_d \leq \theta_i < \omega t + \varphi_{\text{spall}} \\ BC: \omega t + \varphi_{\text{spall}} \leq \theta_i < \omega t + \varphi_{\text{spall}} + \phi_d \end{cases} \quad (7)$$

式中, φ_{spall} 为故障中心位置角; η 为滚动体与剥落故障的最大接触角,可表示为

$$\eta = \arcsin\left(\frac{L}{d_b}\right) \quad (8)$$

ϕ_d 为故障角度的一半,可表示为

$$\phi_d = \arcsin\left(\frac{L}{D_b}\right) \quad (9)$$

H_d 为正弦轨迹最大下潜深度,可表示为

$$H_d = r - \sqrt{r^2 - (L/2)^2} \quad (10)$$

此时滚动体的运动速度也会受到影响,滚动体由于在保持架和内外圈的驱动下 v_x 不变,建立正弦轨迹的滚动体y方向运动速度 v_{1y} 表达式为

$$v_{1y} = \begin{cases} v_x \cos [\pi(\theta_i - \omega t - \varphi_{\text{spall}})/\eta] & AB \\ v_x \cos [\pi(\theta_i - \omega t - \varphi_{\text{spall}})/\eta] & BC \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (11)$$

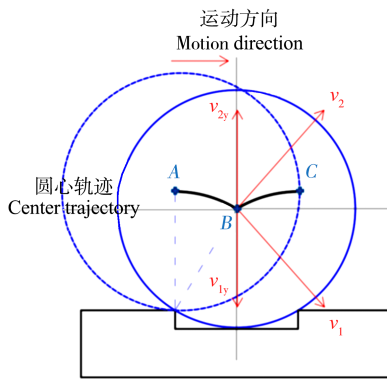


图2 正弦轨迹
Fig. 2 Sine trajectory

随着坡度逐渐减小直至与内壁接触,此时可能出现两种情况。

情况一:与坡面接触、不接触底部,滚动体圆心轨迹如图3所示,圆心轨迹AB和BC可以近似为V形,记为V形轨迹。根据几何关系建立V形轨迹弹性形变释放量 δ_2 计算式为

$$\delta_2 = \begin{cases} -H_t \frac{\theta_i - \omega t - \varphi_{\text{spall}} + \phi_d}{\phi_d} & AB \\ H_t \left(1 - \frac{\theta_i - \omega t - \varphi_{\text{spall}} + \phi_d}{\phi_d}\right) & BC \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (12)$$

式中, H_t 为V形轨迹的最大下潜深度,计算式为

$$H_t = \tan \alpha (L - 2d_b \tan \frac{\alpha}{2})/2 \quad (13)$$

建立V形轨迹滚动体y方向运动速度 v_{2y} 表达式为

$$v_{2y} = \begin{cases} v_x \frac{\theta_i - \omega t - \varphi_{\text{spall}} + \phi_d}{\phi_d} & AB \\ v_x \left(1 - \frac{\theta_i - \omega t - \varphi_{\text{spall}} + \phi_d}{\phi_d}\right) & BC \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (14)$$

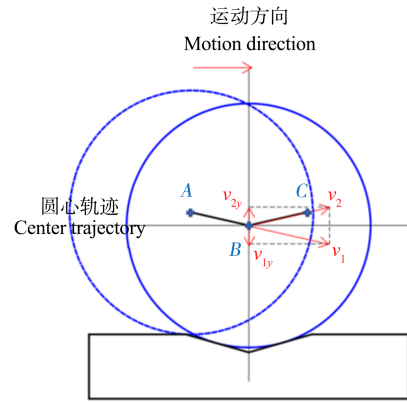


图3 V形轨迹
Fig. 3 V-shaped trajectory

情况二:与整个底部接触,圆心轨迹如图4所示,圆心轨迹AB和BC可以近似为圆弧,记为圆弧轨迹。根据几何关系建立弹性形变释放量计算式为

$$\delta_3 = \begin{cases} -H_o \{1 - \cos [\pi(\theta_i - \omega t - \varphi_{\text{spall}})/2\phi_d]\} & AB \\ H_o \{1 - \cos [\pi(\theta_i - \omega t - \varphi_{\text{spall}})/2\phi_d]\} & BC \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (15)$$

式中, H_o 为圆弧轨迹的最大下潜深度,计算式为

$$H_o = \tan \alpha (L - 2d_b \tan \frac{\alpha}{2})/2 \quad (16)$$

建立圆弧轨迹滚动体y方向运动速度 v_{3y} 表达式为

$$v_{3y} = \begin{cases} v_x \{1 - \cos [\pi(\theta_i - \omega t - \varphi_{\text{spall}})/2\phi_d]\} & AB \\ v_x \{1 - \cos [\pi(\theta_i - \omega t - \varphi_{\text{spall}})/2\phi_d]\} & BC \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (17)$$

滚动体的能量公式为

$$E_m = E_r + E_k \quad (18)$$

式中, E_m 为滚动体能量; E_r 为势能,计算式为

$$E_r = m_0 g \delta_x + \frac{1}{2} K \delta_x^{1.5} \quad (19)$$

式中, m_0 为滚动体质量; δ_x 为滚动体圆心下潜距离,根

据圆心轨迹情况取 1、2 或 3; g 为重力加速度, 取 9.8 m/s^2 。
 E_k 为动能, 计算式为

$$E_k = \frac{1}{2} m (v_x^2 + v_y^2) \quad (20)$$

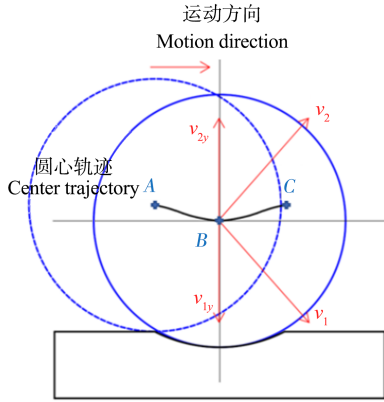


图 4 圆弧轨迹
Fig. 4 Arc trajectory

由式(20)可以看出, 滚动体的能量变化与其接触形变量和速度成正相关。3 种运动轨迹的时变能量在相同参数和速度下进行仿真, 滚动体的能量变化时域图如图 5~图 7 所示, 正弦轨迹能量最大差值为 534 J, V 形轨迹为 192 J, 圆弧轨迹为 331 J。

1.3 建立故障动力学方程

根据拉格朗日定理, 将 Hertz 接触力和时变接触力

表达式引入动力学方程, 组建包含 2 个自由度的滚动轴承剥落故障动力学方程为

$$\begin{cases} M\ddot{x} + C\dot{x} + F_{h,x} + \frac{E_m \cos \theta}{x} = F_x \\ M\ddot{y} + C\dot{y} + F_{h,y} + \frac{E_m \sin \theta}{y} = F_y \end{cases} \quad (21)$$

式中, M 为质量; C 为阻尼, 取值为 $817 \text{ N}\cdot\text{s/m}$; $\ddot{x}$ 、 $\ddot{y}$ 分别为 x 和 y 方向上的振动加速度; $\dot{x}$ 、 $\dot{y}$ 分别为 x 和 y 方向上的振动速度; F_x 、 F_y 分别为 x 、 y 方向上的负载。

2 仿真研究

通过 Matlab 软件, 采用 4 阶龙格-库塔法计算动力学方程, x 和 y 方向上的初始位移为 $0.000\,001 \text{ m}$, 时间步长设置 $\Delta t = 1 \times 10^{-6} \text{ s}$, 仿真时长 5 s , 附加荷载 $F_x = 50 \text{ N}$, $F_y = 0 \text{ N}$, 分别在转速为 600 r/min 、 900 r/min 和 $1\,200 \text{ r/min}$ 下进行仿真模拟, 截取 1 s 稳定的振动信号得到图 8~图 10 所示的 3 种轨迹类型仿真时域图。可以看出明显的周期现象, 这是因为剥落故障随内圈转动, 处于载荷区域内会产生振动冲击, 不在载荷区域内就保持平稳状态。在同一转速下, 正弦轨迹振幅最高, 其次是圆弧轨迹, V 形轨迹振幅最小。随着转速升高, 振幅也随之增加。说明了振幅与能量变化速度成正向相关。

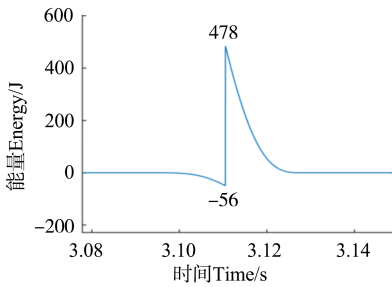


图 5 正弦轨迹能量变化
Fig. 5 Energy change of sine trajectory

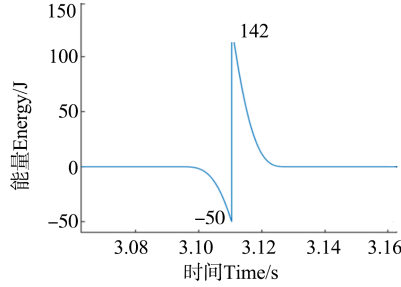


图 6 V 形轨迹能量变化
Fig. 6 Energy change of V-shaped trajectory

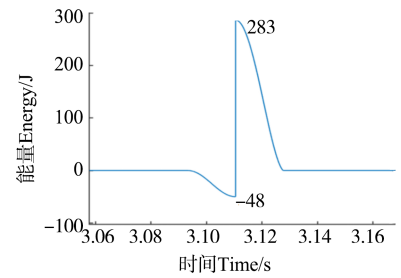
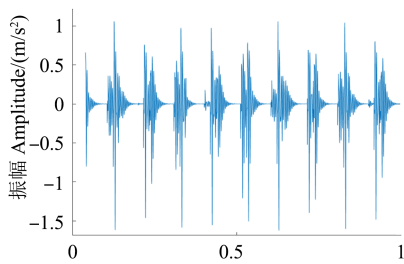
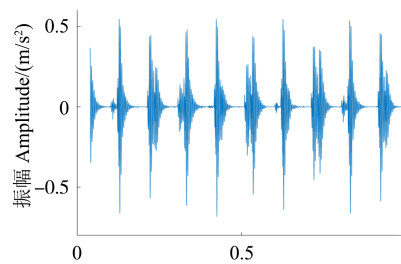


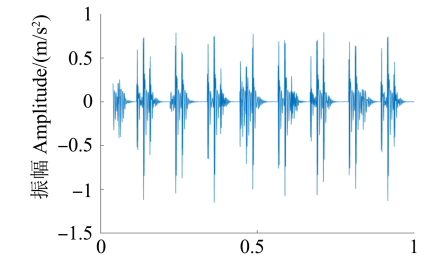
图 7 圆弧轨迹能量变化
Fig. 7 Energy change of arc trajectory



(a) 正弦轨迹
(a) Sine trajectory



(b) V 形轨迹
(b) V-shaped trajectory



(c) 圆弧轨迹
(c) Arc trajectory

图 8 600 r/min 仿真时域图

Fig. 8 600 r/min simulation time domain diagram

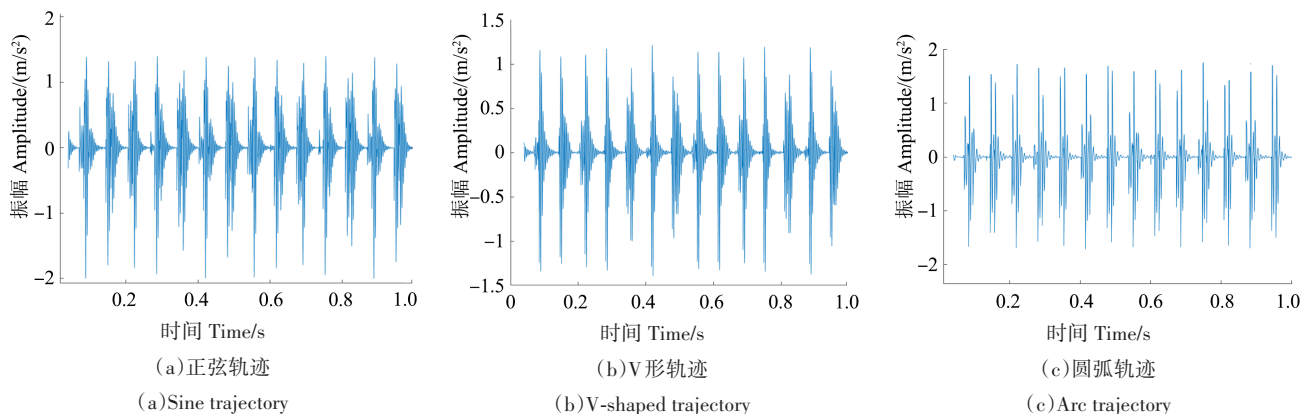


图9 900 r/min 仿真时域图

Fig. 9 900 r/min simulation time domain diagram

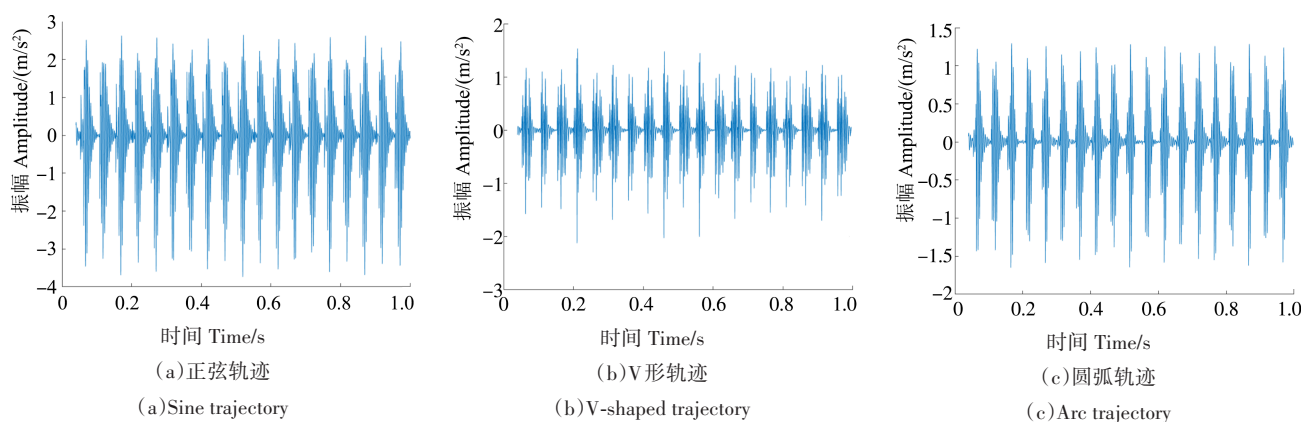


图10 1200 r/min 仿真时域图

Fig. 10 1200 r/min simulation time domain diagram

3 试验结果分析

3.1 试验步骤

为验证本文所提故障动力学模型的正确性,在轴承振动信号采集试验台进行滚动轴承内圈剥落故障振动信号采集试验,如图11所示。试验器材包括轴径为 $1/2$ in (1 in= 25.4 mm)的轴,通过柔性联轴器连接负载电动机,避免电动机振动影响试验结果,一个轴承座用于固定轴承,一个振动信号采集传感器。外圈固定在轴承座,内圈过盈配合在轴上且随轴转动,联轴器将电动机与轴相连,传感器固定在轴承座顶端,采样频率为 102.4 kHz。工作时,电动机作为整个试验台的动力源,与轴通过柔性联轴器连接,带动轴旋转,其中轴为传动机构,联轴器将电动机产生的振动降低,防止影响试验信号。轴的另一端连接着被测轴承和负载圆盘。其中圆盘的作用是提供恒定向下的负载,因为圆盘为对称结构,旋转时重力方向不会发生改变。被测轴承的内圈通过轴承套与轴过盈配合,其间无滑动,外圈被轴承座夹紧。传感器固定在轴承座上方,测得的信号传输至电脑端。

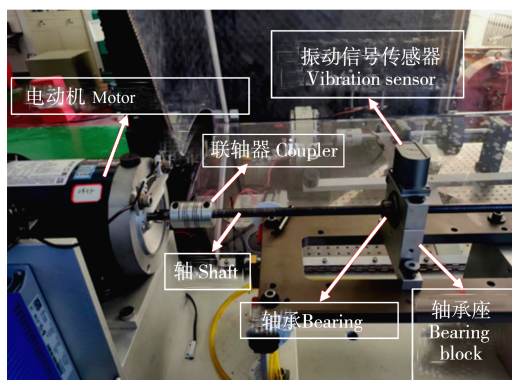


图11 轴承振动信号采集试验台

Fig. 11 Acquisition test bench of the bearings' vibration signals

选择6205深沟球轴承作为试验轴承,具体参数如表1所示。为了避免试验中的偶然性,选用了若干个同类型故障的轴承,并且这些轴承来自同一出厂批次。通过线切割方式在同一批次轴承的内圈滚道上分别加工了与仿真要求相同的3个尺寸参数的故障轴承,如图12所示:图12(a)所示为剥落长度 $L=3$ mm的正弦轨迹故障,图12(b)所示为剥落长度 $L=3$ mm、坡度 $\alpha=20^\circ$ 的V形轨迹故障,图12(c)所示为曲率半径

$\rho = 10\text{ mm}$ 、长度 $L=3\text{ mm}$ 的圆弧轨迹故障。

表 1 6205 轴承参数	
Tab. 1 Parameters of 6205 bearing	
参数 Parameter	数值 Value
内圈滚道直径 Inner roller diameter D_i/mm	25
外圈滚道直径 Outer roller diameter D_o/mm	52
节圆直径 Pitch diameter D_w/mm	38.5
滚动体直径 Rolling diameter d_b/mm	7.9
滚动体个数 Number of rolling Z	9
径向间隙 Diametral gap C_r	1
滚动体质量 Rolling mass m_0/g	2.14

图 13~图 15 分别为试验台测得 600、900、1 200 r/min 时 3 种轨迹类型的振动信号时域图。由图 13~图 15 可以看出,测量信号的振幅波动与模拟信号同样呈现周期性,随着转速的升高,测得的振幅越

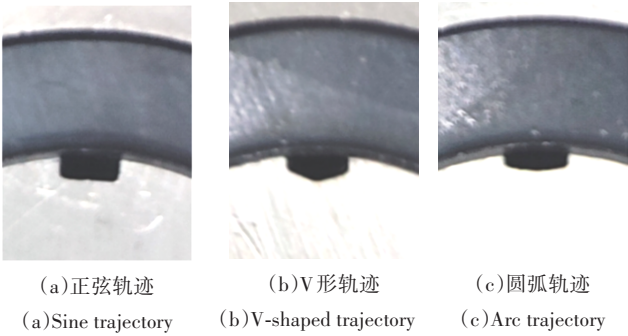


图 12 故障轴承实物图
Fig. 12 Physical drawing of the faulty bearing

来越高,但是与模拟的振幅存在一定的差异,这是因为动力学模型只模拟单个缺陷轴承的振动响应,而测量的振动响应会受到其他因素(如电动机振动、轴承座螺栓预紧力、振动传感器的安装、故障轴承的加工误差等)影响。

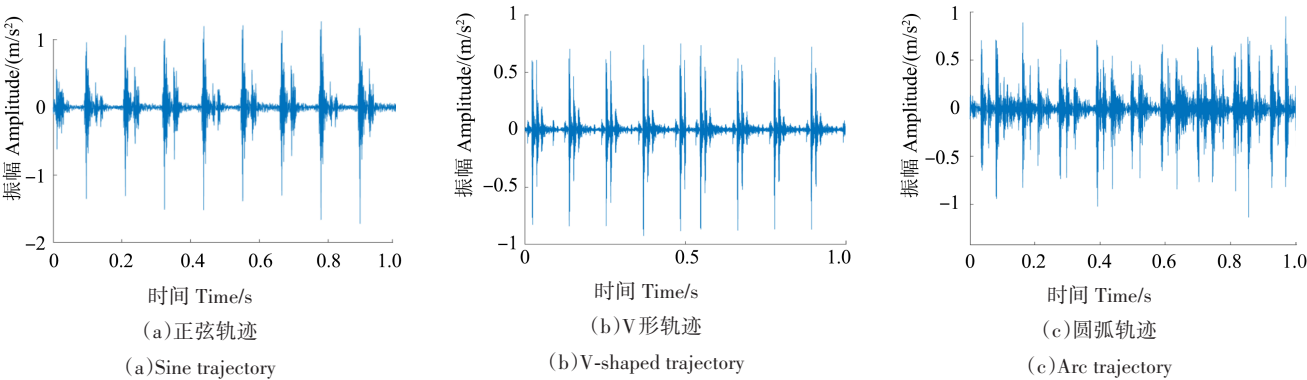


图 13 600 r/min 试验时域图
Fig. 13 Test time-domain diagram of 600 r/min

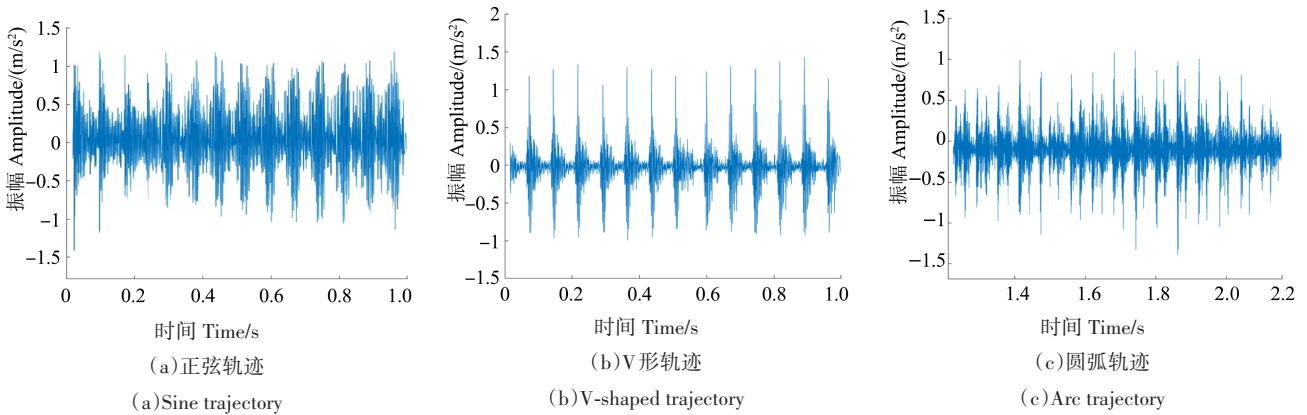


图 14 900 r/min 试验时域图
Fig. 14 Test time-domain diagram of 900 r/min

3.2 仿真信号与实测信号的包络谱分析

采用负载 50 N、速度 600 r/min 的仿真和试验数据集进行对比分析,其中采样频率 f_s 为 1 024 Hz,当转轴频率为 10 Hz 时,轴承内圈的剥落故障振动特

征频率应为 54.388 Hz。通过对轴承的仿真和实测数据进行包络分析,如图 16 所示。其中,图 16(a)、图 16(c)和图 16(e)为 3 种轨迹仿真信号的包络图,可以清楚地观察到每一个峰值频率符合基频 10 Hz

和特征频率 54 Hz 及其谐波,对比 3 种轨迹实测信号的包络图[图 16(b)、图 16(d)和图 16(f)],它的峰值频率受到其他因素的影响有可能出现在特征频率左右,但也十分接近。每个特征频率周围出现

许多边频,这是因为故障发生在随轴转动的内圈所引起的调制现象。通过对比分析,本文提出的模型计算结果与试验结果的特征频率基本吻合,验证了所提模型是有效的。

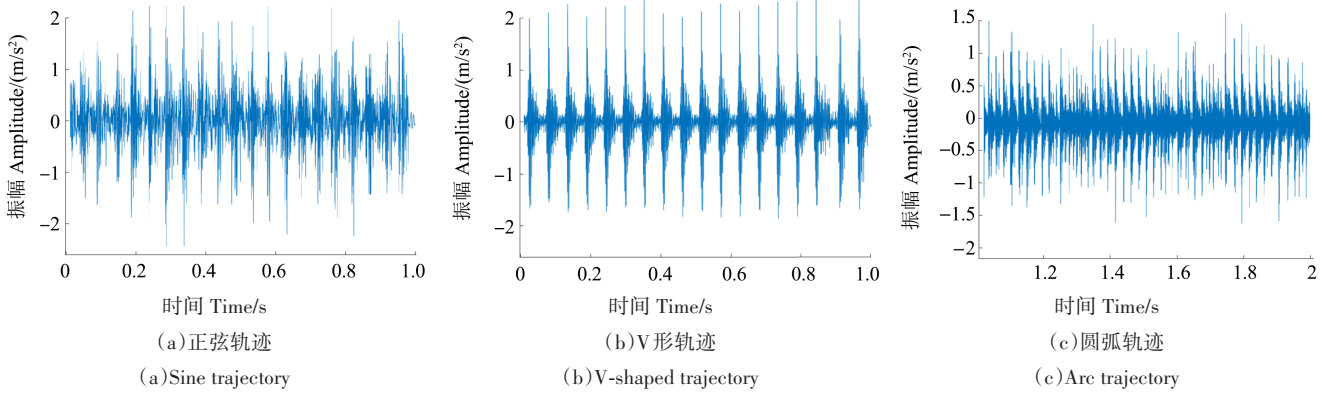


图 15 1 200 r/min 试验时域图

Fig. 15 Test time-domain diagram of 1 200 r/min

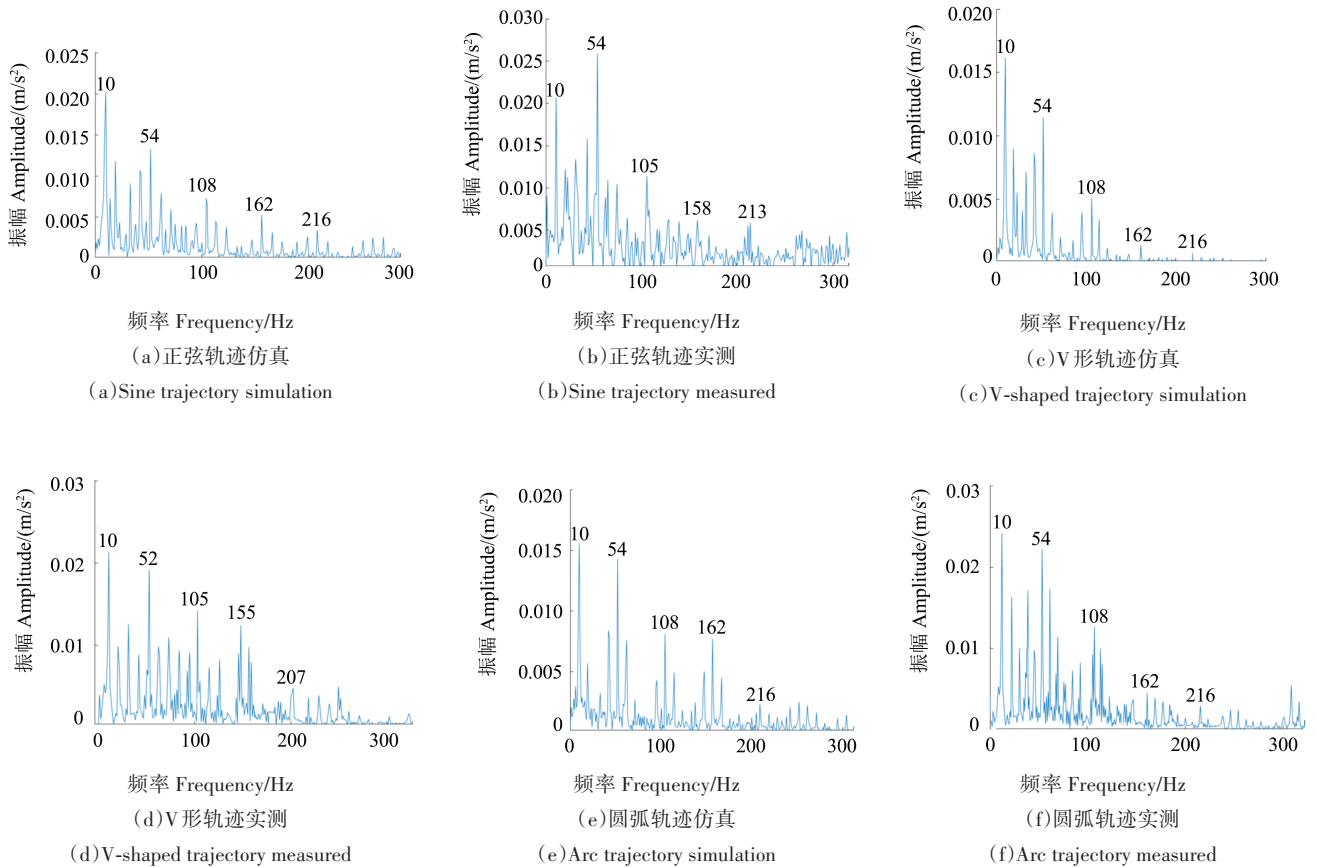


图 16 包络图对比

Fig. 16 Comparison of envelope diagrams

3.3 仿真信号与实测信号的振幅均方根分析

本模型在不同转速下计算故障振动信号幅值的准确性也是优点之一,为展现本模型在变转速下仍具有良好的计算结果,采用均方根 X_{RMS} 处理来评测不同

转速下的仿真与实测振动信号有效值误差情况。均方根 X_{RMS} 计算式为

$$X_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{N_f} \sum_{i=1}^{N_f} x_i^2} \quad (22)$$

式中, x_i 为第 i 个振动信号响应; N_i 为振动信号的长度。

将不同转速下的实测信号和仿真信号均方根处理后得到结果如表 2、表 3、表 4 所示。随着转速的升高, 振动信号均方根值逐渐增大, 说明振幅与转速成正相关。时变接触力模型冲击模拟为固定数值, 不能准确模拟变转速条件下的振动幅值, 然而本模型的振动冲击模拟是基于滚动体的运动特性建立的, 因此转速升高时能量变化速度也随之升高, 在转速为 600、900、1 200 r/min 下的仿真结果与实测结果均十分接近, 最大误差为 7.78%。从上述的对比分析可以证明本文所提出的基于滚动体时变能量的动力学模型变转速下计算的振动冲击数值更贴近真实结果。

表 2 600 r/min 下振动信号均方根对比

Tab. 2 Square root mean comparison of vibration signals at 600 r/min

滚动体圆心轨迹 Rolling center trajectory	仿真均方根 Simulated square root mean	试验均方根 Test square root mean	误差 Error/%
正弦轨迹 Sine trajectory	0.310 7	0.322 7	3.72
V 形轨迹 V-shaped trajectory	0.168 8	0.181 1	6.84
圆弧轨迹 Arc trajectory	0.241 3	0.261 8	7.18

表 3 900 r/min 下三种类型振动信号均方根对比

Tab. 3 Square root mean comparison of vibration signals at 900 r/min

滚动体圆心轨迹 Rolling center trajectory	仿真均方根 Simulated square root mean	试验均方根 Test square root mean	误差 Error/%
正弦轨迹 Sine trajectory	0.527 8	0.565 2	6.62
V 形轨迹 V-shaped trajectory	0.306 9	0.332 3	7.64
圆弧轨迹 Arc trajectory	0.351 8	0.381 5	7.78

表 4 1 200 r/min 下三种类型振动信号均方根对比

Tab. 4 Square root mean comparison of vibration signals at 1 200 r/min

滚动体圆心轨迹 Rolling center trajectory	仿真均方根 Simulated square root mean	试验均方根 Test square root mean	误差 Error/%
正弦轨迹 Sine trajectory	0.627 7	0.587 4	6.42
V 形轨迹 V-shaped trajectory	0.389 6	0.362 1	7.59
圆弧轨迹 Arc trajectory	0.441 3	0.474 9	7.07

4 结论

考虑到故障程度和运行条件为振动冲击的主要因素, 基于 Hertz 接触理论, 对滚动体经过内圈剥落缺陷时的运动状态进行分析, 建立基于滚动体时变能量的冲击模拟公式, 引入数学模型建立了二自由度的内圈滚道剥落故障轴承动力学模型。主要结论如下:

1) 考虑到剥落故障的尺寸直接影响滚动体的能量变化, 推演出滚动体经过不同坡度的 3 种轨迹: 正弦轨迹、V 形轨迹和圆弧轨迹, 并在同一转速下进行了仿真试验对比分析。结果表明, 仿真和试验结果一致, 正弦轨迹产生的振动冲击最大, 其次是圆弧轨迹, V 形轨迹最小, 验证了模型的有效性。

2) 考虑到运行条件对振动冲击的影响。在不同转速下进行了真实试验对比分析, 结果表明本研究所提出的模型在变转速下计算的结果与试验结果十分接近, 弥补了以往模型只能模拟固定转速振动信号的不足。

参考文献 (References)

- [1] 陈海牛, 姜道有, 卓伟伟, 等. 某型直升机发动机轴承磨损失效故障分析[J]. 航空维修与工程, 2022(12): 57-59.
CHEN HaiNiu, JIANG DaoYou, ZHUO WeiWei, et al. Fault analysis on engine bearing wear for a certain type of helicopter[J]. Aviation Maintenance & Engineering, 2022(12): 57-59 (In Chinese).
- [2] 慕鑫宇, 刘志明. 动车组轴箱轴承保持架动力响应与寿命分析[J]. 轴承, 2023(3): 18-26.
MU XinYu, LIU ZhiMing. Dynamic response and life analysis of box bearing cage of EMU [J]. Bearing, 2023(3): 18-26 (In Chinese).
- [3] CAO H R, WANG D, ZHU Y B, et al. Dynamic modeling and abnormal contact analysis of rolling ball bearings with double half-inner rings [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 147: 107075.
- [4] MADAR E, GALIKI O, KLEIN R, et al. A new model for bearing spall size estimation based on oil debris [J]. Engineering Failure Analysis, 2022, 134: 106011.
- [5] MA Z H, WANG R, ZHAO H T, et al. Coupling behavior of lubrication and dynamics for tapered roller bearing [J]. Tribology, 2022, 42(1): 55-64.
- [6] 刘倩楠, 郭瑜, 伍星. 滚动轴承外圈剥落故障双冲击特征机理建模[J]. 振动工程学报, 2017, 30(4): 670-678.
LIU QianNan, GUO Yu, WU Xing. Mechanism modeling of the double-impulses phenomenon of a spall defect on a rolling element bearing outer race [J]. Journal of Vibration Engineering, 2017, 30(4): 670-678 (In Chinese).
- [7] 常斌全, 剡昌锋, 苑浩, 等. 多事件激励的滚动轴承动力学建模[J]. 振动与冲击, 2018, 37(17): 16-24.

- CHANG BinQuan, YAN ChangFeng, YUAN Hao, et al. Dynamic modeling for rolling bearing under multi-event excitation [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37 (17): 16-24(In Chinese).
- [8] 谢 聪, 郝丽娜, 邓 松, 等. 外滚道剥落的高速轴承转子非线性系统及其振动响应分析[J]. 振动与冲击, 2022, 41(4): 262-269.
- XIE Cong, HAO LiNa, DENG Song, et al. A nonlinear system of a high-speed bearing rotor with outer raceway spalls off and its vibration response analysis [J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41(4):262-269 (In Chinese).
- [9] CUI L L, ZHANG Y, ZHANG F B, et al. Vibration response mechanism of faulty outer race rolling element bearings for quantitative analysis [J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 364(3):67-76.
- [10] JIANG Y C, HUANG W T, LUO J N, et al. An improved dynamic model of defective bearings considering the three-dimensional geometric relationship between the rolling element and defect area [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 129(15): 694-716.
- [11] SHI H T, LIU Z M, BAI X T, et al. A theoretical model with the effect of cracks in the local spalling of full ceramic ball bearings[J]. Applied Sciences, 2019, 9(19):4142.
- [12] 李云龙, 李志农, 陶俊勇, 等. 考虑渐进变形和润滑剂的滚动轴承外圈单点故障动力学模型[J]. 轴承, 2021(9):14-19.
- LI YunLong, LI ZhiNong, TAO JunYong, et al. Dynamic model of rolling bearing with single point fault in outer ring considering progressive deformation and lubricant [J]. Bearing, 2021 (9):14-19 (In Chinese).
- [13] 涂文兵, 梁 杰, 罗 丫, 等. 加速工况下滚动轴承动态载荷特性研究[J]. 振动与冲击, 2021, 40(9):152-159.
- TU WenBing, LIANG Jie, LUO Ya, et al. Dynamic load characteristics of rolling bearings under acceleration condition [J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40 (9): 152-159(In Chinese).
- [14] NAKHATAKYAN F G, PUZAKINA A K, NAKHATAKYAN D F. Refined calculation of the bearing stiffness and load in the presence of radial clearance[J]. Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2020, 49(7):591-603.
- [15] 罗茂林, 郭 瑜, 伍 星. 考虑冲击力的球轴承外圈剥落缺陷双冲击现象动力学建模[J]. 振动与冲击, 2019, 38(14):48-54.
- LUO MaoLin, GUO Yu, WU Xing. Dynamic modeling of the dual-impulse behavior produced by a spall on the outer race of a ball bearing considering impact force [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38 (14):48-54(In Chinese).