

DOI: 10.13382/j.jemi.B2306866

滚动球轴承局部故障引起滚珠负载振荡性分析*

刘小峰 顾 军 柏 林

(重庆大学高端装备机械传动全国重点实验室 重庆 400044)

摘 要:为深入剖析滚动球轴承局部故障对轴承整体振动特性的影响,利用 Hertz 接触理论构建了转子偏心力激励下的球轴承-转子系统动力学数字仿真模型,并结合深沟球轴承外圈、内圈、滚珠的局部故障引起的轴承间隙变化,推演了滚珠与各类故障区域间的冲击激励响应方程。在此基础上通过分析单点损伤引起的滚珠内部接触负载变化,揭示了单个滚珠接触应力对相邻滚珠负载与系统整体振动特性的影响规律。通过分析轴承转动过程中有效承载滚珠个数的变化情况,建立了的滚珠负载占比时间对故障冲击振荡幅值的影响关系。分析结果表明,滚珠与故障区域的接触分离会使其负载发生振荡,且各故障状态下的振荡频率都为系统共振频率;在2个等效承载滚珠上的运转时间占比越大,故障冲击振荡的强度越大;各类型早期故障状态下的 Poincaré 映射点的保持在相同幅值附近;当局部故障程度增大到一定程度时,系统振动混沌特性增强,振动幅值相应增大。

关键词: 球轴承-转子系统动力学;局部故障;Hertz 接触负载;冲击振动

中图分类号: TH133.33

文献标识码: A

国家标准学科分类代码: 510.40

Analysis of ball load oscillability caused by local fault of rolling ball bearings

Liu Xiaofeng Gu Jun Bo Lin

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission for Advanced Equipment,
Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: In order to deeply analyze the influence of local failure of rolling ball bearing on the overall vibration characteristics of the bearing, a numerical simulation model of ball bearing-rotor system dynamics under rotor eccentric force excitation is constructed by using Hertz contact theory, and the impact excitation response equation between rolling body and various types of fault areas is deduced by combining the bearing clearance changes caused by local failure of outer ring, inner ring and rolling body of deep groove ball bearing. On this basis, by analyzing the change of internal contact load of balls caused by single-point damage, the influence law of single ball contact stress on the load of adjacent rollers and the overall vibration characteristics of the system is revealed. By analyzing the changes in the number of effective bearing balls during the bearing rotation, the relationship between the ball load occupancy time and the amplitude of fault impact oscillation is established. The analysis results show that the contact separation of the ball and the fault area causes its load to oscillate, and the oscillation frequency of each fault state is the system resonance frequency; the larger the running time share on the 2 equivalent load-bearing rollers, the greater the intensity of the fault shock oscillation. The Poincaré mapping point of each type of early fault state keeps near the same amplitude. When the degree of local failure increases to a certain degree, the chaotic characteristics of the system vibration are enhanced and the vibration amplitude increases accordingly.

Keywords: dynamics of ball bearing rotor system; local fault; Hertz contact force; impact vibration

0 引言

轴承作为机械传动中的关键部件,已经有大量研究在信号处理和深度学习方向实现对轴承的状态检测和故障诊断^[1-3]。但故障检测技术发展仍然受限于对滚动轴承故障机理研究不足,揭示滚动轴承各类故障的特征及其产生的机理是当下亟待解决的问题^[4]。通过对轴承动力学模型的深入分析滚珠接触载荷的变化规律,了解故障轴承的振动响应特征,揭示故障状态中动力学参数与响应信号的内在联系,可为故障诊断状态评估提供可靠的理论依据。近年来,国内外学者从动力学建模和振动特性分析角度对滚动球轴承故障的发生机理和复杂现象进行了大量研究,其中以轴承局部故障模型嵌入低自由度的弹簧-质点系统的模型建立方式最为普遍,主要包括基于轴承非理想赫兹接触,基于赫兹纯滚动接触下的轴承动力学建模,基于滑移接触下的滚动轴承动力学建模等^[5]。曹宏瑞等^[5]基于 Gupta 圆柱滚子轴承复杂动力学建模方法为基础建立了中介轴承局部损伤动力学模型,探究了故障发生后的加速度振动响应。Nui 等^[6]考虑到了三维运动,相对滑移,笼效应和局部表面缺陷提出了一种精确计算内外滚道故障频率的公式。轴承的动力学模型大都基于 Herz 应力接触理论^[7-8],将轴承局部故障归结为滚动体与轴承滚道之间非线性 Hertz 接触变形的改变。为了研究轴承在机械系统中的作用,轴承-转子系统^[9]被广泛运用。Fernandez-Del-Rincon 等^[10]将齿轮系统与轴承动力学系统耦合,分析了齿轮啮合的激励对轴承系统的影响。王梓等^[11]针对高速运转的轴承系统中出现的非线性激励和不平衡力,提出了轴承平均刚度和局部刚度,分析了其非线性特性,为高速轴承转子系统的振动行为提供了参考。要指出的是,由于对故障滚动轴承的运转状况尚缺乏完整的认识,不管是何种模型的分析结果往往很难全面的反映故障轴承的动静态特性。因此,有必要探究滚动轴承出现故障时,滚珠负载分布的变化规律,不同位置的故障会使滚珠复杂产生不同波动。

目前故障轴承振动特性方面的研究主要集中在轴承内部结构的相互作用方面,主要包括在滚子间的载荷分布、故障冲击脉冲序列的形状结构、刚度系数的理论值、系统整体振动模型及转子-轴承两自由度系统动力学模型等方面。黄文涛等^[12]将撞击力引入轴承故障模型并有效预测了振动频谱中的故障特征频率和幅值。Arslan 等^[13]提出了一种将轴和球视为质量弹簧、滚道视为接触弹簧的轴承-转子系统动力学模型,研究了内外圈及球表面局部故障对球体振动的作用机制。Laniado-Jacome 等^[14]构建了健康轴承的有限元模型,探究了轴承的应力分布和滚珠的滑动行为。Singh 等^[15]构建了外圈故障轴

承的有限元模型,研究了滚珠经过故障区域时系统产生的双冲击现象。Kappaganthu 等^[16]建立了包含轴承支座的非线性转子动力学模型,发现该系统的动力学响应应包括准周期振荡,混沌和分叉都受到径向间隙的影响。Zhang 等^[17]利用扩展 Jones-Harris 刚度模型获得了角接触球轴承周期刚度,发现有限数量的滚珠和不平衡力都会引起轴承刚度周期性变化和振动的不稳定,但是二者引起的不稳定区域各有不同。Liu 等^[18-19]用分段响应函数表示球通过局部缺陷时产生的脉冲的振幅和时间持续时间;吕润楠等^[20]考虑了滚道波纹度,建立了双列圆锥滚子轴承动力学计算模型。王震等^[21]引入了随机数列和低通滤波器进行非规则故障实际形貌的建模,并将其与单盘转子耦合,研究了故障周向宽度和深度对系统振动的影响。众多的研究成果丰富了对轴承内部结构及其相互作用的认知,但在轴承故障对轴承滚珠等具体部件的激励作用,以及滚珠接触特性与轴承整体振动行为的关联性一直没有一个直观的认识。

综上,尽管在轴承故障动力学建模和整体振动特性分析方面的研究已经取得了一定成果,但较少涉及不同故障类型对其内部接触载荷变化的影响,尚未建立滚珠载荷波动与轴承整体振动特性之间的关联性。本文在轴承-转子系统的振动模型的基础上,全面分析轴承出现外圈、内圈、滚珠局部故障时滚珠接触载荷的振荡特性,揭示滚动轴承出现故障时滚珠负载分布的变化规律,探究故障状态下轴承内部载荷分布对其振动特性的影响,为滚动轴承的故障预测和动态特性评估提供理论依据。

1 滚动轴承系统动力学建模及其数学表达

轴承各类故障产生时,滚珠通过缺陷区域引起的滚珠与内外滚道间的间隙改变,通过考虑间隙变化将导致轴承非线性接触力的变化及由于刚度变化产生的变柔刚度 (varying compliance, VC) 振动^[22],即可建立轴承各类型故障动力学模型。

1.1 缺陷接触变量

图 1(a) 所示为正常状态下深沟球轴承径向位移示意图,各个滚珠按照逆时针方向进行编号, No. 1 ~ No. 9, R_o 、 R_i 、 R_p 、 R_b 分别为滚动轴承外径、内径、节径以及滚珠半径; N 是滚珠数量; δ_0 为轴承径向游隙, k_h 为滚动轴承滚珠与内外滚道之间的 Hertz 接触刚度; ω 为与内圈固连转轴的角速度。设内圈水平、垂直方向的位移分别为 $x_b(t)$ 、 $y_b(t)$, 根据图 1(b) 中的几何位置关系,第 i 个滚珠上的变形量^[23] (整体接触变形) 为:

$$\delta_i(t) = x_b(t) \cos(\theta_i(t)) + y_b(t) \sin(\theta_i(t)) - \delta_0 \quad (1)$$

其中, $\theta_i(t) = 2\pi(i-1)/N + \omega_c t$ 为第 i 个滚珠在 t 时刻的方位角; $\omega_c = \omega(1 - R_b/R_p)/2$, 为保持架的转动速度。 $\delta_i(t)$ 为负时, 表示球与滚道不接触。

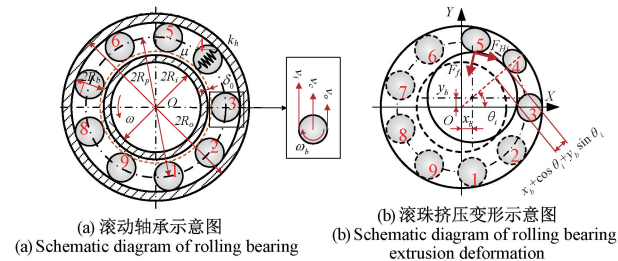


图1 轴承刚度模型示意图

Fig. 1 Schematic of bearing stiffness model

将故障区域简化为一长度为 L , 深度为 h 的矩形凹坑, H 为滚珠通过故障区域时所引起的轴承间隙变化量。滚珠、内圈、外圈的运动形式存在差异, 针对故障发生的不同位置可采用不同的拟合算法来计算 H 。如图1所示, 滚珠、内圈、外圈的运动形式存在差异, 针对故障发生的不同位置可采用不同的拟合算法来计算 H 。图2中 $H_i, H_o, H_{bi}/H_{bo}$ 分别表示为内圈故障、外圈故障与滚珠故障造成的滚珠的时变激振位移; φ_i, φ_o 分别表示外圈故障、内圈故障相对于 y 轴的角度位置, φ_b 表示滚珠故障在自转坐标系的角度位置; Ψ_i, Ψ_o 分别表示外圈故障区域、内圈故障区域所对应的圆心角; Ψ_{bi} 与 Ψ_{bo} 分别为滚珠故障区域与内圈和外圈接触时的故障圆心角。

在图2(a)所示的内圈故障示意图中, 当 $\cos(\theta_i - \varphi_i) \geq \cos(\Psi_o/2)$, $H = H_i$, 如式(2)所示; 在其他位置, $H = 0$ 。

$$H_i = \begin{cases} R_b - \sqrt{R_b^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2} + \left(R_i - \sqrt{R_i^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2}\right), & 8R_b h \geq 4h^2 + L^2 \\ h, & 8R_b h < 4h^2 + L^2 \end{cases} \quad (2)$$

外圈故障与内圈故障类似, 如图2(b)所示, 当 $\cos(\theta_i - \varphi_o) \geq \cos(\Psi_o/2)$ 时, $H = H_o$, 如式(3)所示; 在其他位置, $H = 0$ 。

$$H_o = \begin{cases} R_b - \sqrt{R_b^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2} - \left(R_o - \sqrt{R_o^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2}\right), & 8R_b h \geq 4h^2 + L^2 \\ h, & 8R_b h < 4h^2 + L^2 \end{cases} \quad (3)$$

在图2(c)~(d)所示的滚珠故障示意图中, 滚珠局部故障区域分别与内圈滚道与外圈滚道接触引起的轴承间隙改变变量分别可采用式(4)中的 H_{bi} 与式(5)中的 H_{bo} 来计算。

$$H_{bi} = \begin{cases} R_i - \sqrt{R_i^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2} - \left(R_b - \sqrt{R_b^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2}\right), & 8R_i h \geq 4h^2 + L^2 \\ 0, & 8R_i h < 4h^2 + L^2 \end{cases} \quad (4)$$

$$H_{bi} = R_b - \sqrt{R_b^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2} - \left(R_o - \sqrt{R_o^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2}\right) \quad (5)$$

当 $\cos(\varphi_b) \geq \cos(\Psi_{bo}/2)$ 时, $H = H_{bo}$; 当 $\cos(\varphi_b - \pi) \geq \cos(\Psi_{bi}/2)$ 时, $H = H_{bi}$; 在其他位置, $H = 0$ 。

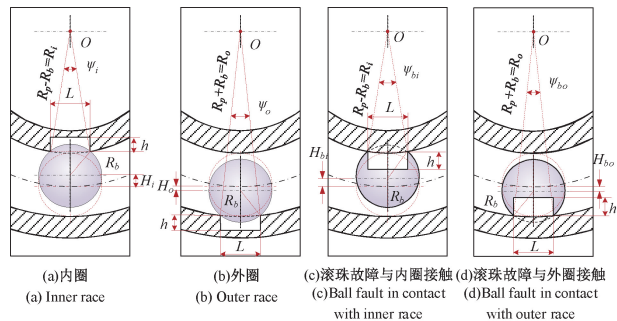


图2 局部故障示意图

Fig. 2 Schematic diagrams of local fault

1.2 球轴承-转子系统力学模型建立

在滚珠经过故障区域是所引起的游隙变化量 H 的基础上, 第 i 个滚珠陷入故障区域的接触变形可表示为:

$$\zeta_i(t) = \delta_i(t) - H \quad (6)$$

则第 i 个滚珠上的非线性 Hertz 接触力 F_{hi} 及其产生的为库伦干摩擦力 F_{fi} 分别表示为:

$$F_{hi} = k_h \zeta_i^{1.5} \text{Heaviside}(\zeta_i(t)) \quad (7)$$

$$F_{fi} = \mu F_{hi} \quad (8)$$

式中: μ 为库伦摩擦系数。根据投影关系可得滚动轴承上每一个滚珠的 F_{hi} 与 F_{fi} 在 X 和 Y 方向的投影之和可表示为:

$$\begin{bmatrix} F_{Hx} \\ F_{Hy} \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^N \begin{bmatrix} -\cos(\theta_i(t)) & \sin(\theta_i(t)) \\ -\sin(\theta_i(t)) & -\cos(\theta_i(t)) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{hi} \\ F_{fi} \end{bmatrix} \quad (9)$$

考虑系统不平衡激励的影响, 采用集中质量的动力学建模方式, 可建立深沟球滚动轴承-转子系统的四自由度非线性动力学仿真模型^[24], 如图3所示。转子的左右两端均由图3中的滚动轴承支撑, O_d 圆盘心; m_d 刚性圆盘处等效质量; e 刚性圆盘质量偏心距; O_b 滚动轴承内圈圆心; m_b 滚动轴承处等效质量; k 无质量弹性轴等效刚度; c_d 刚性圆盘处的等效阻尼; c_b 滚动轴承处的等效阻尼; x_d, y_d 圆盘心在全局坐标系中的位移。对于整个球轴承-转子系统, 忽略转子扭转与陀螺效应由牛顿第二定律可得系统运动微分方程可以建立如式(10)的系统运

动微分方程

$$\begin{cases} m_d \begin{bmatrix} \ddot{x}_d \\ \ddot{y}_d \end{bmatrix} + c_d \begin{bmatrix} \dot{x}_d \\ \dot{y}_d \end{bmatrix} + 2k \begin{bmatrix} x_d - x_b \\ y_d - y_b \end{bmatrix} = m_d \begin{bmatrix} \cos\omega t & 0 \\ \sin\omega t & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e\omega^2 \\ g \end{bmatrix} \\ m_b \begin{bmatrix} \ddot{x}_b \\ \ddot{y}_b \end{bmatrix} + c_b \begin{bmatrix} \dot{x}_b \\ \dot{y}_b \end{bmatrix} + k \begin{bmatrix} x_b - x_d \\ y_b - y_d \end{bmatrix} = m_b \begin{bmatrix} F_{Hx}/m_b & 0 \\ F_{Hy}/m_b & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ g \end{bmatrix} \end{cases} \quad (10)$$

图 3 球轴承-转子系统动力学模型
Fig. 3 Dynamic model of ball-bearing rotor system

这里选取仿真故障取宽度 $L=0.54\times10^{-3}$ m,深度 $h=1\times10^{-3}$ m;6205 轴承相关参数、轴承-转子系统的仿真参数如表 1 所示。采用 MATLAB 搭建仿真模型,注入缺陷类型、缺陷大小等因素,采用变步长 ode45 方法动力学方程式 (10) 进行求解,可得到滚动轴承各种健康状态下振动响应。

表 1 滚动轴承-转子系统动力学仿真参数
Table 1 Simulation parameters of ball-bearing rotor system

参数	数值	参数	数值
D_b/m	7.94×10^{-3}	m_d/kg	31.2
D_p/m	39.04×10^{-3}	m_b/kg	2.0
N	9	$c_d/(\text{Ns}\cdot\text{m}^{-1})$	2 100
δ_0/m	2×10^{-6}	$c_b/(\text{Ns}\cdot\text{m}^{-1})$	1 050
$k_h/(\text{N/m1.5})$	13.34×10^9	$k/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	2.7×10^7
μ	0.01	e/m	5×10^{-5}

2 故障状态下的滚珠接触载荷变化和振动特性

2.1 正常轴承

为便于分析各个滚珠在不同时刻的受力情况,设定 No. 1~No. 9 滚珠在坐标系中的偏离竖直方向的角度位置分别为 $\theta_1(t) \sim \theta_9(t)$,各滚珠所对应的赫兹接触力分别为: $F_{H1} \sim F_{H9}$ 。取 1 500 个系统自转周期($3\,000\pi$)作为总的分析时间,正常轴承每个滚珠上的 Hertz 接触力的在 10 个系统自转周期内的变化情况如图 4(a)所示。在转速为 2 000 rpm 时,轴承的负载区在正下方,每个滚珠依次进入负载区,Herz 力变化呈现“草垛形”,负载随着滚珠位置偏离竖直方向的角度增大而减小。从图 4(a)

中可知,在时刻 $3\,000\pi$ 时,负载滚珠 No. 3、No. 4、No. 5 的角度位置关系为 $\theta_4(t) < \theta_3(t) < \theta_5(t)$,其受力大小关系为 $F_{H4} > F_{H3} > F_{H5}$,可见负载区内滚珠受载大小随偏离竖直方向角度增大而衰减的规律。

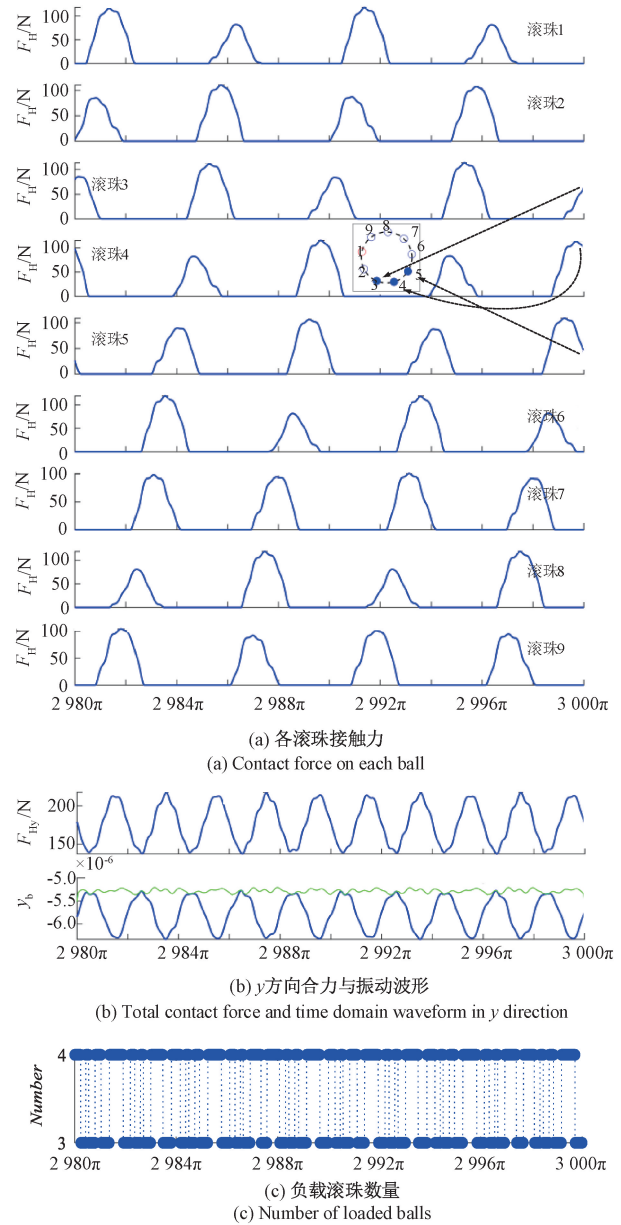


图 4 正常状态
Fig. 4 Normal state

由于 y 方向上系统的各项特征行为更加明显,这里给出 y 方向的 Hertz 总力、时域波形的变化情况如图 4(b)所示,图中绿线表示时域信号的 Hilbert 包络。轴承振动信号的时域波形取决于每个滚珠上 Hertz 接触力叠加的而成的 Hertz 接触总力,并表现出一定的谐波性质。时域信号的 Hilbert 包络围绕时域信号的上峰值波动,近似于一条“直线”。由图 4(c)可知正常轴承受载滚

珠个数在 3 和 4 之间变化,这种变化相对稳定。

2.2 内圈故障

内圈故障状态下的滚珠受力情况如图 5(a) 所示,其中实心圆点代表负载滚珠经过故障区域的时刻。经过故障区域时滚珠和滚道出现接触分离,滚珠的接触力会突然减小为 0。在故障事件结束时刻,故障区滚珠的接触力发生振荡,并影响负载区其他滚珠使其发生幅值较小的振荡,幅值随角度差距增大而减小。

如图 5(a) 中虚线时刻,滚珠 No. 1 的局部损伤时会引起同在负载区的滚珠 No. 2, No. 8, No. 9 发生振荡,可以观察到由于在负载区域的位置差异, No. 9 滚珠有较大振幅,而滚珠 No. 2 和 No. 8 相对较小。在 $3\,000\pi$ 时刻,图 5(b) 放大区域 No. 4 滚珠进入故障区域 Hertz 力变为 0,对应时刻滚珠 No. 3、No. 5 与 No. 6 上的 Hertz 接触力均增大,而度过故障区域后,滚珠与滚道恢复接触,滚珠上载荷又重新分配,这种滚珠再应力过程造成会导致系统的不稳定性,从而导致冲击振荡产生。

内圈故障状态下的 y 方向的 Hertz 总力与之对应的时域波形如图 5(b) 所示。可以发现, Hertz 接触总力和时域波形同样呈现出强烈相关性,时域波形上的冲击振荡的剧烈程度与对应时刻滚珠上的 Hertz 力冲击振荡的程度呈正相关,冲击振荡的强度受到载荷大小影响,载荷越大,冲击振荡越强烈。内圈故障下时域信号的 Hilbert 包络更能体现这种由故障引起的周期冲击现象。图 5(c) 给出了中内圈故障发生时候受载滚珠个数在 2、3、4 之间变化。图中实心圆点表示故障事件发生时刻。从图可知受载滚珠个数为 2 的时刻都处于故障事件之中。由于受载滚珠数量减少,轴承的总体刚度也会降低,从而激发轴承的低频振动。

2.3 外圈故障

每个滚珠经过外圈故障区域时同样会引起滚珠与滚道之间的“接触-分离”现象,随之产生的振荡冲击会通过负载分配传递到相邻滚珠,造成相邻滚珠负载的振荡。从图 6(a) 可知,滚珠经过外圈故障区域的频次更高,故障冲击对系统振动的影响也就更大,进而导致了图 6(b) 中 y 方向上的 Hertz 总力的冲击现象尤其明显,冲击振荡的波形密集,包络幅值也相应增大。从图 6(c) 给出的外圈故障状态下的负载滚珠个数变化情况可知,两个负载滚珠的时间明显比内圈故障时候要多。这主要是因为外圈损伤位置固定,相对于随轴转动的内圈损伤位置,产生“接触-分离”现象的次数会更频繁,负载滚珠个数相对减少,使得接触力显著上升,故而冲击振动幅值会相对较高。

2.4 滚珠故障

滚珠故障状态下各滚珠 Hertz 接触力如图 7(a) 所

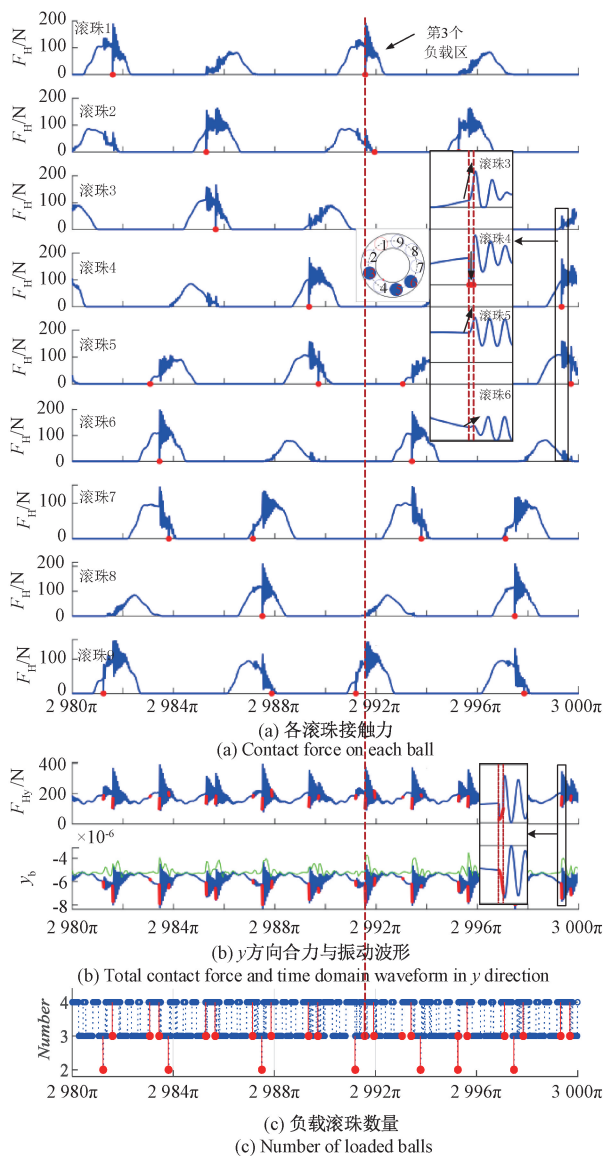
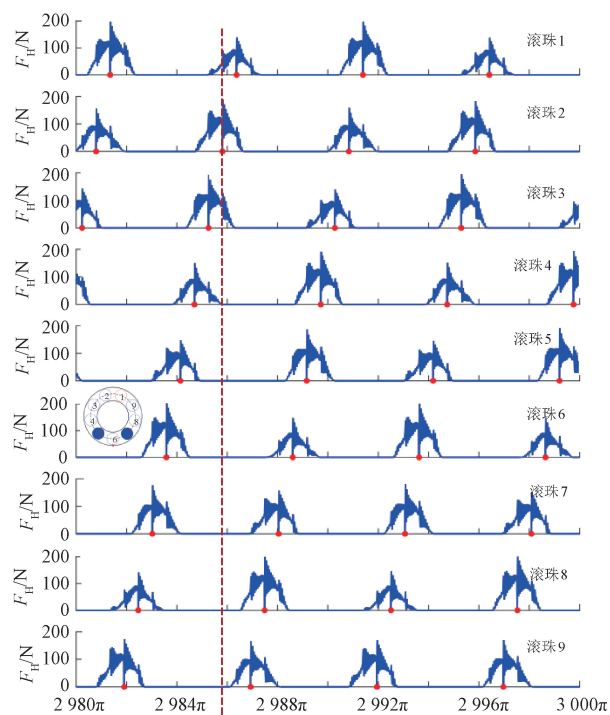


图 5 内圈故障

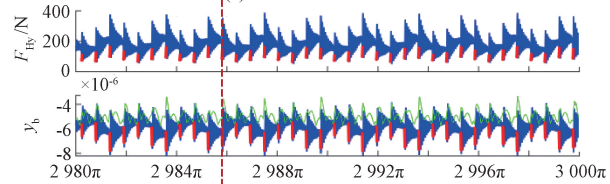
Fig. 5 Inner race fault

示。当存在局部损伤的滚珠 No. 1 处于较大负载区域时,其故障引起的冲击力传递到相邻滚珠,但 No. 2 滚珠的 Hertz 力几乎不受影响, No. 9 滚珠的 Hertz 力也只发生了微弱的振荡。

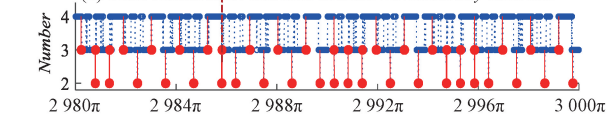
当滚珠 No. 1 的 Hertz 接触力较小时自身没有产生明显的冲击振荡,也未引起相邻滚珠负载的振荡,对其他不相邻的滚珠接触力几乎没有影响。从图 7(a) 的故障发生时间点(实心圆点)可知,在负载区内,由于滚珠的自转, Hertz 接触变形突变 H 为 0 的情况频次较其他故障状态下高,但总体的冲击振荡效应比另两种类型的故障弱。这就导致了图 7(b) 中的内圈故障时域波形的与正常状态具有较大相似的特点,冲击分量在时域中并不呈现明显的周期性,只有在损伤滚珠运行至负载区域时,故障引



(a) 各滚珠接触力



(b) y方向合力与振动波形



(c) 负载滚珠数量

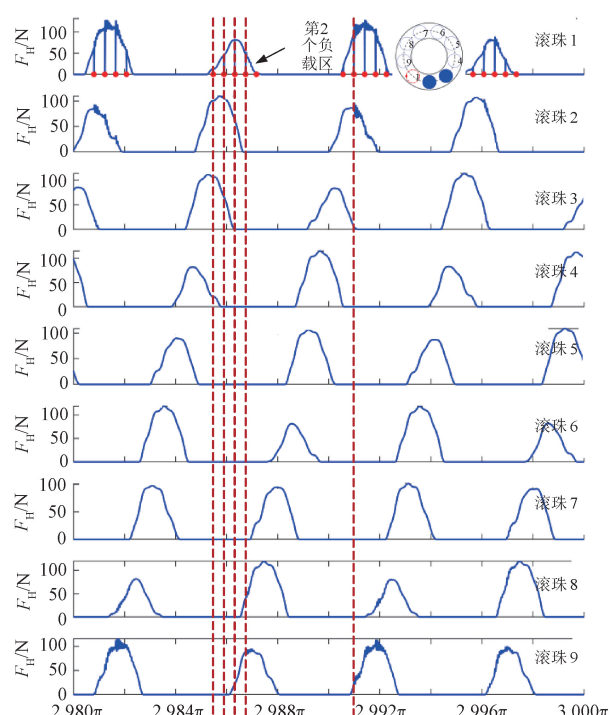
图 6 外圈故障

Fig. 6 Outer race fault

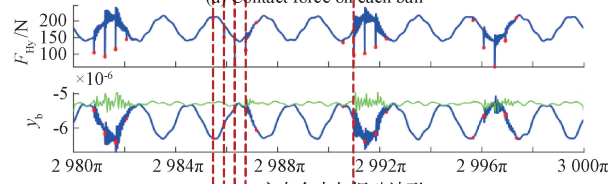
起的冲击波形才明显可见,其 Hilbert 包络幅值也体现了相应的冲击振荡特征,这为滚珠故障的识别提供了理论依据。由图 7(c) 所示的负载滚珠个数的变化情况可知,滚珠故障状态下,仅 2 个(或 3 个)滚珠负载的发生频率较低,大部分情况都是 4 个滚珠同时负载,这就减小了分配载荷的大小,进而使得冲击幅值大幅下降。

3 振荡频率与负载时间分析

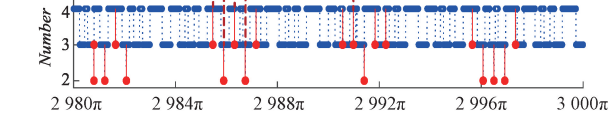
从以上分析可知,轴承各类故障产生时,负载滚珠的接触力会产生冲击振荡现象,提取该时刻的各接触力时序信号进行频谱分析,结果如图 8 所示。各类故障所引起的 Hertz 力振荡频率相同,均为转频的 35.16 倍,表明



(a) 各滚珠接触力



(b) y方向合力与振动波形



(c) 负载滚珠数量

图 7 滚珠故障

Fig. 7 Rolling ball fault

故障冲击的振荡频率和故障模式无关,而是由系统结构决定的。要指出的是,滚珠故障产生的振荡信号幅值明显小于内圈与外圈故障,这也使得传统包络频谱分析法往往更难识别出滚珠故障频率。

从以上分析可知,各类故障产生的振荡冲击与负载轴承的个数密切相关,为了更进一步研究各故障状态与负载轴承个数的关系,表 2 给出 10 个自转周期内不同负载滚珠个数的时间占比(即不同负载滚珠个数运行的时间与轴承运行时间的比值)。由表 2 可知,由于故障冲击振荡主要是在只有两个滚珠负载时产生,外圈故障状态下 2 个滚珠负载的时间占 0.017 083 远大于内圈故障的 0.006 183 3 与滚珠故障的 0.001 741 7。可见,故障产生的振荡冲击的强弱与 2 个滚珠负载时间正相关,也就是

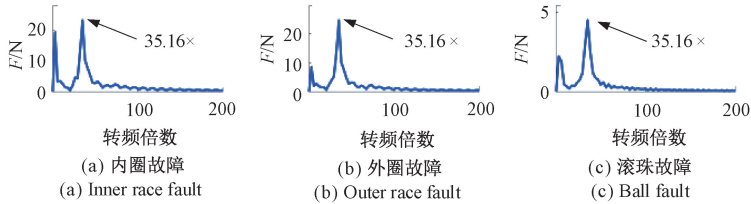


图8 Hertz 力振荡频率

Fig. 8 Hertz force oscillation frequency

轴承工作在 2 个负载滚珠上的时间占比越长,冲击振荡的强度越大。这是因为系统工作时受载的滚珠个数越多,轴承系统的刚度就越大,系统就能更加稳定地运行;反之则刚度较小,轴承振动较强烈。

表 2 系统 10 个自转周期内系统工作在不同负载滚珠个数的时间占比

轴承状态	受载滚珠数		
	2	3	4
正常	0	0.485 43	0.514 57
滚珠故障	0.001 741 7	0.484 20	0.514 06
内圈故障	0.006 183 3	0.501 45	0.492 36
外圈故障	0.017 083 0	0.479 01	0.503 90

4 故障程度的振动特性影响

滚珠经过故障区域时,由于负载滚珠个数的减少,滚珠与轴承内外圈之间发生的摩擦碰撞更剧烈,这将会造成轴承发热和磨损,使得故障尺寸的不断增大,从而导致轴承使用寿命变短,过早失效。系统 Poincaré 映射随故障尺寸变化情况如图 9 所示。局部故障长度小于 0.1×10^{-3} mm 时,3 种故障状态下的 Poincaré 映射点的也保持在相同幅值附近,这实质上是因为故障尺寸过小,滚珠仍旧保持 Hertz 变形负载状态,Hertz 接触力的瞬态突变性不明显,近似于无故障状态。在轴承故障程度不断加大的情况下,局部故障导致的轴承滚珠负载变化对轴承振动特性起主导作用,Poincaré 映射点开始发散。

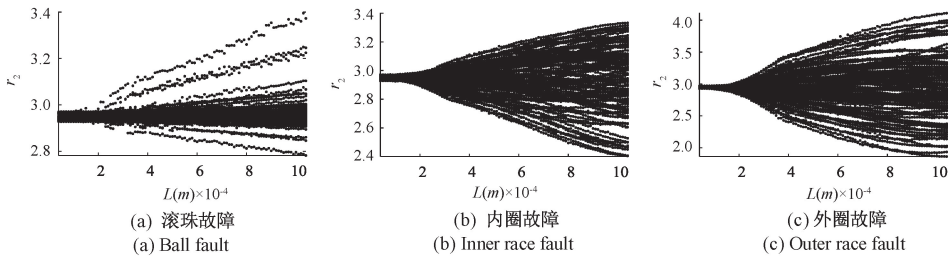


图9 各故障状态下随故障尺寸变化的 Poincaré 映射

Fig. 9 Poincaré mapping points varying with fault size in each fault state

图 10 给出了正常与不同故障状态下的轴承运动轨迹,可见,滚珠故障与正常轴承运动轨迹大致相同,并不引起运动轨迹的较大变化,但有少量轨迹游离于集中轨迹之外;内外圈故障状态下的运动轨迹则大不一样,表现出强烈的混沌特征,这正是故障所带来的冲击振荡所致。黑色段轨迹代表故障时刻下的轴承运动轨迹,在故障时刻的轴心轨迹出现了连续不光滑的特征。

5 结 论

本文针对目前不同类型故障对滚动轴承内部接触载荷的影响关系尚不明晰的问题,以轴承-转子系统的振动模型为基础上,全面分析轴承出现外圈、内圈、滚珠局部

故障时滚珠接触载荷的振荡特性,揭示了滚动轴承出现故障时滚珠负载分布的变化规律,探究了故障状态下轴承内部载荷分布对其振动特性的影响,为滚动轴承的故障预测和动态特性评估提供理论依据。论文研究得到的结论具体如下:1) 轴承局部故障产生的滚珠接触分离使得滚珠上的负载发生振荡,有效承载滚珠上的冲击振荡会传递至邻近滚珠,不同故障模式下 Hertz 接触力的振荡频率保持一致,都等于系统共振频率;2) 滚珠与滚道间隙变化是影响冲击程度的重要因素,轴承故障引起的振动特性不仅与 Herz 接触力的大小有关,而且与接触的时间占比有关;3) 轴承振动信号波形由滚珠 Hertz 总力决定,时域波形上的冲击振荡的剧烈程度与对应时刻滚珠上的 Hertz 力冲击振荡的程度呈正相关,故障程度的加深会造

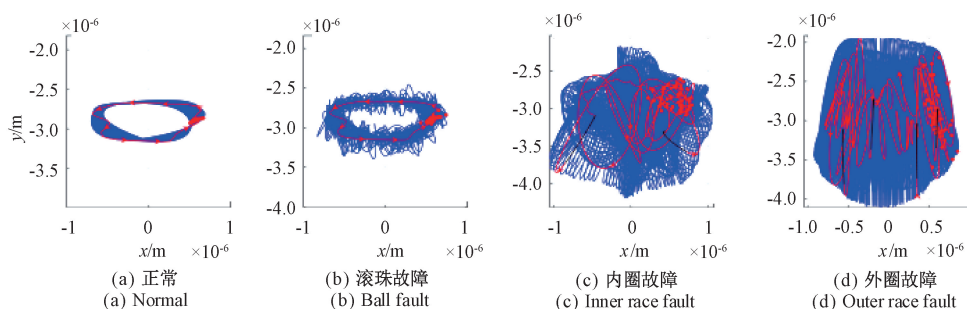


图10 4种状态下的轴承处轴心轨迹及Poincaré映射点

Fig. 10 Orbits and Poincaré mapping points under four health conditions

成系统振动幅值增大,混沌特性增强。

参考文献

- [1] 尹诗, 侯国莲, 胡晓东, 等. 风力发电机组发电机前轴承故障预警及辨识[J]. 仪器仪表学报, 2020, 41(5): 242-251.
YIN SH, HOU G L, HU X D, et al. Fault warning and identification of front bearing of wind turbine generator[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2020, 41(5): 242-251.
- [2] 肖洁, 黎敬涛, 邓超, 等. 基于 ITD 与 LLTSA 的轴承故障诊断方法[J]. 电子测量技术, 2020, 43(8): 183-188.
XIAO J, LI J T, DENG CH, et al. Bearing fault diagnosis method based on ITD and LLTSA [J]. Electronic Measurement Technology, 2020, 43(8): 183-188.
- [3] 唐波, 陈慎慎. 基于深度卷积神经网络的轴承故障诊断方法[J]. 电子测量与仪器学报, 2023, 34(3): 88-93.
TANG B, CHEN SH SH. Method of bearing fault diagnosis based on deep convolutional neural network[J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2023, 34(3): 88-93.
- [4] 崔玲丽, 王华庆. 滚动轴承故障定量分析与智能诊断[M]. 北京: 科学出版社, 2021.
CUI L L, WANG H Q. Quantitative Analysis and Intelligent Diagnosis of Rolling Bearing Faults [M]. Beijing: Science Press, 2021.
- [5] 曹宏瑞, 景新, 苏帅鸣, 等. 中介轴承故障动力学建模与振动特征分析[J]. 机械工程学报, 2020, 56(21): 89-99.
CAO H R, JING X, SU SH M, et al. Dynamic modeling and vibration analysis for inter-shaft bearing fault[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(21): 89-99.
- [6] NIU L, CAO H, HE Z, et al. A systematic study of ball passing frequencies based on dynamic modeling of rolling ball bearings with localized surface defects [J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 357: 207-232.
- [7] QIN Y, LI C, WU X, et al. Multiple-degree-of-freedom dynamic model of rolling bearing with a localized surface defect [J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 154: 104047.
- [8] KONG F, HUANG W, JIANG Y, et al. A vibration model of ball bearings with a localized defect based on the hertzian contact stress distribution [J]. Shock and Vibration, 2018, 2018(3): 1-14.
- [9] DIMAROGONAS A D, PAIPETIS S A, CHONDROS T G. Analytical Methods in Rotor Dynamics[M]. Springer Science & Business Media, 2013.
- [10] FERNANDEZ-DEL-RINCON A, GARCIA P, DIEZ-IBARBIA A, et al. Enhanced model of gear transmission dynamics for condition monitoring applications: Effects of torque, friction and bearing clearance [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 85: 445-467.
- [11] 王梓, 朱才朝. 高速滚动轴承-转子系统非线性特性研究[J]. 振动与冲击, 2021, 40(20): 168-176.
WANG X, ZHU C CH. Investigation on the nonlinear characteristics of high-speed rolling element bearing-rotor systems [J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(20): 168-176.
- [12] 黄文涛, 董振振, 孔繁朝. 引入撞击力的滚动轴承内圈故障振动模型[J]. 振动与冲击, 2016, 35(17): 121-126.
HUANG W T, DONG ZH ZH, KONG F CH. Vibration model of rolling element bearings with inner race faults considering impact force [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(17): 121-126.
- [13] ARSLAN H, AKTÜRK N. An investigation of rolling element vibrations caused by local defects [J]. Journal of Tribology, 2008, 130(4), 041101.
- [14] LANIADO-JACOME E, MENESES-ALONSO J, DIAZ-

- LOPEZ V. A study of sliding between rollers and races in a roller bearing with a numerical model for mechanical event simulations [J]. *Tribology International*, 2010, 43(11): 2175-2182.
- [15] 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 and Vibration*, 2014, 333(21): 5356-5377.
- [16] KAPPAGANTHU K, NATARAJ C. Nonlinear modeling and analysis of a rolling element bearing with a clearance[J]. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2011, 16(10): 4134-4145.
- [17] ZHANG Z, CHEN Y, CAO Q. Bifurcations and hysteresis of varying compliance vibrations in the primary parametric resonance for a ball bearing[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 350: 171-184.
- [18] 刘静. 滚动轴承缺陷非线性激励机理与建模研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2014.
- LIU J. Nonlinear vibration mechanisms and modeling of defects in rolling element bearings [D]. Chongqing: Chongqing University, 2014.
- [19] LIU J, SHAO Y, LIM T C. Vibration analysis of ball bearings with a localized defect applying piecewise response function[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2012, 56: 156-169.
- [20] 吕润楠, 郝旭, 于长鑫, 等. 双列圆锥滚子轴承滚道表面波纹度对轴承振动特性的影响研究[J]. *振动与冲击*, 2022, 41(20): 126-132.
- LYU R N, HAO X, YU CH X, et al. Effects of vibration characteristics of a double row tapered roller bearing with raceway surface waviness[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2022, 41(20): 126-132.
- [21] 王震, 杨正伟, 何浩浩, 等. 非规则轴承故障的动力学建模与仿真[J]. *北京航空航天大学学报*, 2021, 47(8): 1580-1593.
- WANG ZH, YANG ZH W, HE H H, et al. Dynamic modeling and simulation of irregular bearing failure[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2021, 47(8): 1580-1593.
- [22] ZHANG Z, RUI X, YANG R, et al. Control of period-doubling and chaos in varying compliance resonances for a ball bearing[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2020, 87(2): 021005.
- [23] LIU J, NI H, ZHOU R, et al. A simulation analysis of ball bearing lubrication characteristics considering the cage clearance [J]. *Journal of Tribology*, 2023, 145(4): 044301.
- [24] XU L X, YANG Y H. Modeling a non-ideal rolling ball bearing joint with localized defects in planar multibody systems[J]. *Multibody System Dynamics*, 2015, 35: 409-426.

作者简介



刘小峰(通信作者), 于2007年获得重庆大学博士学位, 现为重庆大学教授, 主要研究方向为设备故障诊断与结构健康监测。
E-mail: liuxfeng0080@126.com

Liu Xiaofeng (Corresponding author) received her Ph. D. degree from Chongqing University in 2007. She is now a professor in Chongqing University. Her main research interests include equipment fault diagnosis and structural health monitoring.