

外圈滚道损伤位置对高速列车轴箱轴承动力学行为的影响分析

丁东升^{1,2}, 刘永强^{1,2}, 杨绍普^{1,2}

(1. 石家庄铁道大学省部共建交通工程结构力学行为与系统安全国家重点实验室, 河北 石家庄 050043;

2. 石家庄铁道大学机械工程学院, 河北 石家庄 050043)

摘要: 为了探究轴承产生故障时其内部元件间的运动规律, 以高速列车轴箱轴承为研究对象, 采用多体动力学分析软件 ADAMS 建立了外圈滚道剥离故障的轴箱动力学模型。模型综合考虑了材料属性、约束、载荷和接触关系等因素, 通过铁路轴承综合实验台对试验轴承进行动力学实验并对部件转速, 验证了模型的有效性。通过对外圈滚道不同损伤位置处的轴承进行动力学仿真分析发现: 轴承有故障时, 滚子与滚道间相邻两接触点的时间间隔变大; 轴承故障的存在会加大滚子与滚道间的接触力, 进而加剧轴承滚道的损坏; 损伤位置位于 6 点钟时, 对滚子打滑起到了抑制作用, 滚子打滑率的增大会加剧滚道表面的不均匀擦伤; 轴承转速越大, 保持架运行越平稳, 损伤位置位于 12 点钟时, 对保持架的平稳运行影响不大。研究结果对推动轴承设计和故障诊断技术发展具有一定的理论和实际意义。

关键词: 故障诊断; 轴箱轴承; 高速列车; 外圈滚道损伤; 动力学行为

中图分类号: TH165⁺.3; TH133.33 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2022)06-1552-10

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2022.06.027

引言

滚动轴承在旋转机械设备中具有很重要的作用, 它主要将轴和轴承座之间的滑动摩擦变为滚动摩擦, 大大减轻了摩擦损失。据相关资料统计, 约有 30% 的故障是滚动轴承故障引起的, 本文研究的滚动轴承为高速列车轴箱轴承, 在相关高速列车轴箱轴承故障统计中^[1], 外圈故障所占比例为 63.6%, 内圈故障所占比例为 28%, 由此可见, 轴承外圈是极易发生故障的位置。考虑到轴箱轴承作为高速列车的关键部件之一, 其在运行过程中承受着复杂恶劣的工况, 轴承一旦产生故障, 将对列车的安全运行产生影响。因此, 研究轴承故障已经成为当下比较关注的话题。

Ghaisas 等^[2]通过建立六自由度模型来模拟轴承内部零件的运动, 分析了内圈转速、滚子尺寸变化和轴承不对中等因素对保持架运行稳定性的影响。Cui 等^[3]定量分析了滚动轴承不同故障尺寸对其振动响应的影响。Liu^[4]以轴承-转子系统为研究对象, 分析了轴承摩擦力对系统振动响应的影响。Cui 等^[5]研究了保持架振动特性与滚子动不平衡之间的

关系。Chen 等^[6]建立了圆柱滚子轴承保持架非线性动力学模型, 分析了保持架偏心率和导向间隙对其动态性能的影响。李志农等^[7]分析了轴承滚动体出现故障时滚子通过故障区域时滚道的变形量。刘静等^[8]建立了含局部故障的轴承-轴承座系统有限元模型, 分析了局部故障尺寸的变化对其振动特性的影响。涂文兵等^[9]建立了转速波动工况下滚动轴承打滑的动力学模型, 并分析了转速波动对轴承打滑的影响。董绍江等^[10]分析了滚动轴承表面局部缺陷对轴承振动产生的影响。涂文兵等^[11]研究了滚动体进入承载区的打滑问题, 并分析了轴承转速、载荷等因素对轴承振动特性的影响。张文虎等^[12]分析了不同工况条件和轴承尺寸参数对保持架振动特性的影响。姚延强等^[13]运用广义- α 方法分析了变工况条件下球轴承动力学特性和保持架运行稳定性。

通过上述国内外学者对轴承故障的研究可以发现: 他们对轴承故障的研究主要集中在如何识别出故障以及验证所提出的故障诊断方法是否有效, 而对轴承产生故障时其内部元件间运动规律的研究还很不足。因此, 通过分析外圈滚道不同损伤位置对轴箱动力学行为的影响, 对推动轴承设计和故障诊断技术发展具有一定的理论和实际意义。

收稿日期: 2021-05-10; **修订日期:** 2021-06-24

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(11790282, 12032017, 11802184, 11902205, 12002221); 河北省科技计划项目(20310803D); 河北省自然科学基金资助项目(A2020210028)。

1 滚动轴承的力学分析

对滚动轴承的各个零部件进行受力分析,为研究其内部结构之间的运动关系和动力学模型参数的确定提供了参考依据。综合考虑了轴承在运行过程中所受的径向力、轴向力、摩擦力和倾覆力矩等的作用,得到了滚子与保持架兜孔间的相互作用力^[14]如图 1 所示。

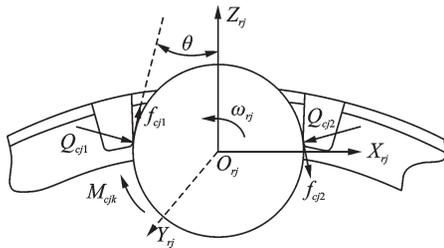


图 1 滚子与保持架间相互作用力
Fig. 1 Interaction force between roller and cage

图 1 中, Q_{cjk} 为滚子与保持架兜孔间的接触载荷, M_{cjk} 为滚子与保持架兜孔间的倾覆力矩, f_{cjk} 为滚子与保持架兜孔间的摩擦力, ω_{rj} 为滚子自转角速度, 其中, k 取值为 1 或 2。滚子与保持架兜孔间接触载荷的计算如下式所示:

$$Q_{cjk} = \int_{-l_r/2}^{l_r/2} \frac{\delta_{cjk}^{1,11}}{A^{1,11} l_r^{0,11}} dX_{rj} \quad (1)$$

式中 δ_{cjk} 为滚子与保持架兜孔间的弹性变形量, A 为变形系数, l_r 为滚子有效接触长度。滚子与保持架兜孔间摩擦力和倾覆力矩的计算如下式所示:

$$\begin{cases} f_{cjk} = \mu_{cj} Q_{cjk} \\ M_{cjk} = \frac{d_m}{2} \cdot f_{cjk} \end{cases} \quad (2)$$

式中 d_m 为滚子平均直径; μ_{cj} 为摩擦系数。滚子大端与内圈大挡边间的相互作用力如图 2 所示。

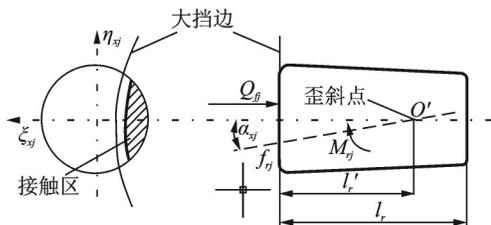


图 2 滚子大端与内圈大挡边间相互作用力
Fig. 2 The interaction between the big end of the roller and the big retaining edge of the inner ring

图 2 中, $Q_{\beta j}$, f_{rj} 和 M_{rj} 分别为滚子大端与内圈大挡边间的接触载荷、摩擦力和倾覆力矩; α_{rj} 为滚子的歪斜角。滚子大端与内圈大挡边间接触载荷的计算如

下式所示:

$$Q_{\beta j} = \frac{\pi E' k_0}{3} \sqrt{2 \varepsilon R_{\eta(\zeta)} (\delta_{\beta j} / \Gamma)^3} \quad (3)$$

式中 E' 为接触区域的弹性模量; k_0 为比例系数; R_r, R_s 分别为接触区域两物体的曲率半径; Γ 为接触区域弹性变形量比例系数。滚子大端与内圈大挡边间摩擦力和倾覆力矩的计算如下式所示:

$$\begin{cases} f_{rj} = \mu_{rj} Q_{\beta j} \\ M_{rj} = Q_{\beta j} l'_r \sin \alpha_{rj} \end{cases} \quad (4)$$

滚子与滚道间相互作用力如图 3 所示。

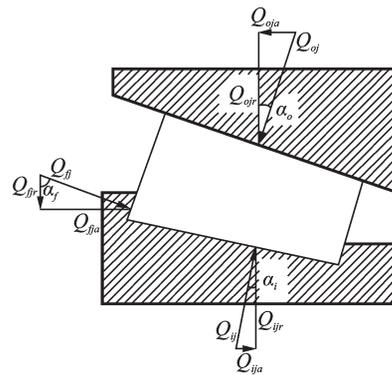


图 3 滚子与滚道间相互作用力
Fig. 3 Interaction force between roller and raceway

图 3 中, Q_{oj} 和 Q_{ij} 分别为滚子与外滚道和内滚道间的接触载荷; α_o, α_j 和 α_i 分别为滚子与外滚道、内圈大挡边、内滚道间的接触角。根据牛顿运动定律和欧拉方程可以得到保持架转动的动力学微分方程为:

$$J_c \dot{\omega}_c = \frac{-\mu_{cj} \sum_{j=1}^z Q_{cj} (d_c \cos \alpha_c + d_m - 2l'_r \tan \alpha_c)}{2} + \frac{\sum_{j=1}^z Q_{cj} d_c \sin \alpha_c}{2} - M_{cjk} \quad (5)$$

式中 $J_c, \dot{\omega}_c$ 和 d_c 分别为保持架的转动惯量、角加速度和直径, Q_{cj} 为保持架与内圈大挡边间的接触载荷, α_c 为保持架与滚子的平均接触角。滚子的运动形式主要是平动和转动, 由于篇幅限制, 以垂向为例, 列出第 j 个滚子平动的动力学微分方程为:

$$\begin{aligned} m_r \ddot{z}_j = & -Q_{oj} \cos \alpha_o \sin \psi_j + f_o \sin \psi_j + \\ & Q_{ij} \cos \alpha_i \cos \psi_j - f_i \cos \psi_j - \\ & Q_{\beta j} \sin \theta \sin \psi_j - f_c \cos \psi_j - \\ & Q_{c\alpha j} \cos \gamma \sin \psi_j \mp Q_{c\beta j} \cos \beta \cos \psi_j \pm \\ & (Q_{c\beta 1} - Q_{c\beta 2}) \cos \theta \cos \psi_j + \\ & (Q_{c\beta 1} + Q_{c\beta 2}) \sin \theta \sin \psi_j \end{aligned} \quad (6)$$

式中 m_r 为滚子的质量, $Q_{c\alpha j}$ 和 $Q_{c\beta j}$ 分别为保持架与

内圈大挡边间的接触载荷的径向分量, γ 为滚子与滚道间的平均接触角, β 为滚子的半锥角, θ 为保持架兜孔压坡角, ψ_j 为滚子方位角, f_o 为滚子与外圈挡边间的摩擦力, f_c 为滚子与保持架间的摩擦力, f_i 为滚子与内圈间的摩擦力。第 j 个滚子转动的微分方程为:

$$\begin{aligned}
 J_z \dot{\omega}_z = & M_{oj} \cos \psi_j \mp M_{f_o} \sin \gamma \sin \psi_j + M_{ij} \cos \psi_j \mp \\
 & M_{f_i} \sin \gamma \sin \psi_j + M_{f_c} \cos \gamma \sin \psi_j + \\
 & M_{f_c} \cos \psi_j \mp M_{r_j} \sin \gamma \sin \psi_j + \\
 & M_{cjk} \sin \gamma \sin \psi_j
 \end{aligned} \quad (7)$$

式中 M_{f_c}, M_{f_i} 为滚子与保持架间兜孔间倾覆力矩的径向分量; M_{f_o}, M_{f_i} 分别为滚子与滚道间的摩擦力矩; M_{oj}, M_{ij} 分别为滚子与滚道间的倾覆力矩。

内圈所受力和力矩为:

$$\begin{cases}
 F_r - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^{17} Q_{rij} = 0 \\
 F_a - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^{17} Q_{aij} = 0 \\
 M - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^{17} 0.5d_m \cos \psi_i Q_{oi} \sin \alpha_o = 0
 \end{cases} \quad (8)$$

式中 F_r, F_a 分别为径向力和轴向力; Q_{rij} 为第 i 列轴承第 j 个滚子所受的径向力; Q_{aij} 为第 i 列轴承第 j 个滚子所受的轴向力; Q_{oi} 为滚子与内外圈滚道间的接触载荷; M 为轴承内圈所受力矩; ψ_i 为滚子方位角。上述滚动轴承的力学分析为模型的建立提供了理论依据。

2 滚动轴承动力学模型的建立

本文研究的滚动轴承为高速列车轴箱轴承。首先在三维建模软件 Solidworks 中建立轴箱轴承三维模型, 根据实际轴承的故障类型和故障尺寸对所建模型设置故障, 然后将设置好的故障轴承模型导入到多体动力学分析软件 ADAMS 中, 根据轴承实际的运行环境, 在 ADAMS 中对该模型最大限度地赋予轴承真实属性。本文所建立的轴箱轴承为双列圆锥滚子轴承, 其主要的尺寸参数如表 1 所示。

忽略密封圈对轴承的影响, 轴箱轴承各个零部件的三维模型如图 4 所示。

表 1 轴承主要尺寸参数

Tab. 1 The main dimensions of the bearing

外径/ mm	内径/ mm	宽度/ mm	滚子/ 个	节径/ mm	接触角/ (°)
240	130	160	17	188	9.6

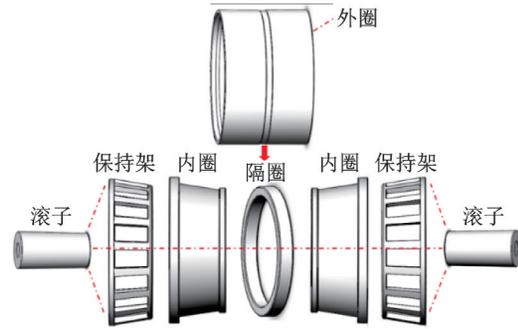
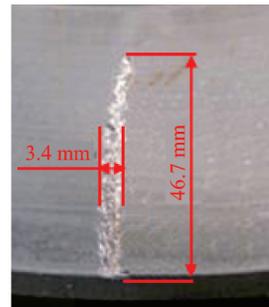


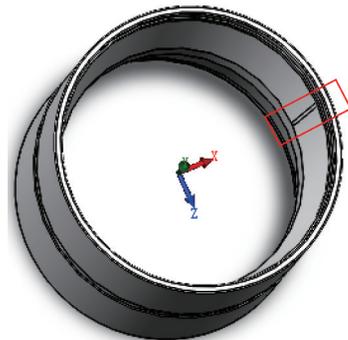
图 4 轴箱轴承三维模型

Fig. 4 Three-dimensional model of axle box bearing

根据真实轴承外圈滚道剥离故障形态和尺寸, 考虑到剥离故障呈凹凸状(长/宽/深约为: 46.7/3.4/1.1 mm), 且这种不均匀的损伤表面无法定量描述, 因此对轴承三维模型外圈内滚道进行理想化处理, 同时外圈滚道的剥离故障相对于点蚀、划痕和裂纹而言, 其故障程度要严重一点, 在后续仿真中可以更加容易地发现动力学行为的规律, 因此将剥离故障设置成单侧通槽状, 故障长度与通槽长度保持一致为 55 mm, 故障宽度和深度采取四舍五入, 分别为 3 mm 和 1 mm, 轴承外圈剥离故障如图 5 所示。



(a) 真实外圈剥离
(a) Real outer ring peeling fault



(b) 外圈剥离故障模型
(b) Outer ring peeling fault model

图 5 轴承外圈剥离故障

Fig. 5 Bearing outer ring peeling fault

基于 ADAMS 对含外圈滚道剥离故障的轴承进行材料属性的定义、约束和驱动力的添加、接触关系的设置、仿真步长的选取等操作, 设置完成后得到的故障轴承动力学模型如图 6 所示。

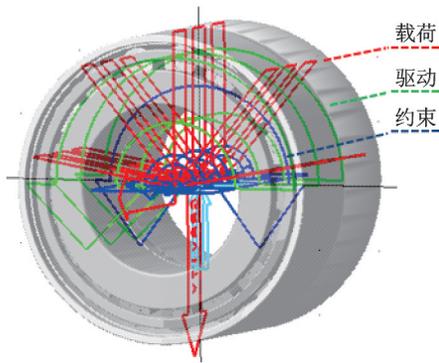


图6 故障轴承动力学模型

Fig. 6 Dynamic model of fault bearing

3 模型的验证

对于故障轴承动力学模型的验证主要从以下两方面去考虑,首先是对比部件转速的理论值和仿真值;其次是对比外圈故障特征频率的仿真结果和实验结果。

3.1 部件转速的验证

轴承在运行过程中,保持架和滚子的运动形式比较复杂,内圈在旋转轴的带动下运动,外圈通常与轴承座相固定,因此通过分析保持架和滚子转速的理论值和仿真值,来验证所建模型的有效性。保持架和滚子转速的理论计算公式为:

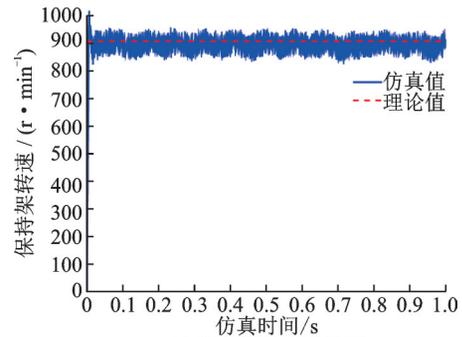
$$\begin{cases} N_c = \frac{1}{2} \left[(N_o + N_i) + (N_o - N_i) \frac{d_m}{D} \cos \gamma \right] \\ N_r = \frac{1}{2} \left(\frac{D}{d_m} - \frac{d_m}{D} \cos^2 \gamma \right) \cdot (N_o - N_i) \end{cases} \quad (9)$$

式中 N_c, N_r, N_o 和 N_i 分别表示保持架、滚子、外圈和内圈转速的理论值。

以 2100 r/min 时保持架和滚子转速对比图为例来展示其转速变化情况。

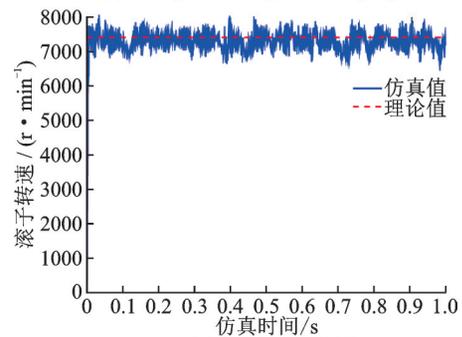
由图 7 可以知道,保持架和滚子的转速均在理论值附近波动,其具体转速的数值如表 2 和 3 所示。

由表 2 和表 3 可以发现:保持架和滚子转速的误差均随着轴承转速的增加而增大,保持架转速的平均误差在 1.32% 左右,误差比较小,滚子转速的平均误差在 4.69% 左右,误差相对较大,主要与滚子的运动形式以及其通过故障区时接触刚度等非线性因素变化有关。滚子在运行过程中不仅进行着公转和自转,还伴随着打滑和歪斜,滚子在经过故障区时,其与滚道间的接触刚度开始变的不连续,接触刚度减小,接触力与接触刚度成正比,滚子打滑加剧,滚子转速呈下降趋势。同时,还考虑到建模过程中的几何误差、仿真过程中的求解器误差等因素,因此,滚子转速的仿真值与理论值间的误差相对保持



(a) 保持架转速对比图

(a) Comparison diagram of cage speed



(b) 滚子转速对比图

(b) Comparison diagram of roller speed

图7 2100 r/min时轴承部件转速对比图

Fig. 7 Comparison diagram of bearing parts' rotational speed at 2100 r/min

表 2 保持架转速数值对比

Tab. 2 Numerical comparison of cage speed

轴承转速/ (r·min ⁻¹)	仿真转速/ (r·min ⁻¹)	理论转速/ (r·min ⁻¹)	误差/%
1200	513.4	518.4	0.96
1500	639.3	648.0	1.34
1800	766.2	777.3	1.43
2100	893.1	907.2	1.55

表 3 滚子转速数值对比

Tab. 3 Numerical comparison of roller speed

轴承转速/ (r·min ⁻¹)	仿真转速/ (r·min ⁻¹)	理论转速/ (r·min ⁻¹)	误差/%
1200	4176.8	4258.1	1.91
1500	5115.4	5322.8	4.01
1800	6018.9	6390.0	5.81
2100	6928.6	7451.9	7.02

架而言较大一些。可见,保持架和滚子转速的误差均在合理范围内,通过部件转速方面验证了所建模型的有效性。

3.2 外圈故障特征频率的验证

根据所建立的故障轴承动力学模型,在铁路轴承综合实验台上进行动力学实验。首先采用电火花加工出和所建模型具有相同尺寸的外圈滚道单侧通槽故障,将试验轴承安装在铁路轴承综合实验台上;

其次对试验轴承进行径向力和轴向力的添加,在轴承端盖位置安装加速度传感器,用来采集轴承振动信号;将采样频率设置为51.2 kHz,主要是为了覆盖轴承在运行过程中故障冲击所引起的高频共振频带,因为低频频带包含了轮对关键部件的振动特征,轮轨激励干扰较大,采样时长为60 s。电火花加工的外圈滚道剥离故障如图8所示。

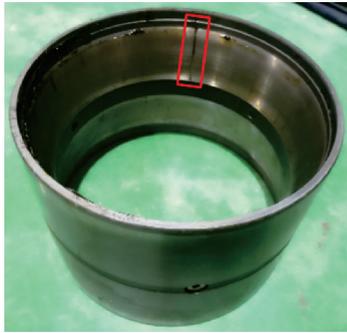
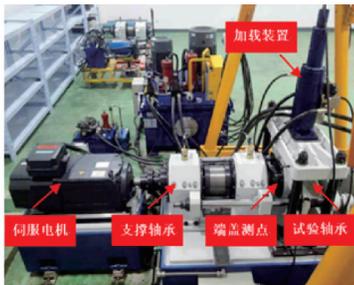


图8 电火花加工的外圈滚道剥离故障

Fig. 8 Peeling failure of outer ring raceway in EDM

铁路轴承综合实验台及传感器安装测点如图9所示。



(a) 铁路轴承综合实验台

(a) Railway bearing comprehensive test bench



(b) 轴承端盖测点

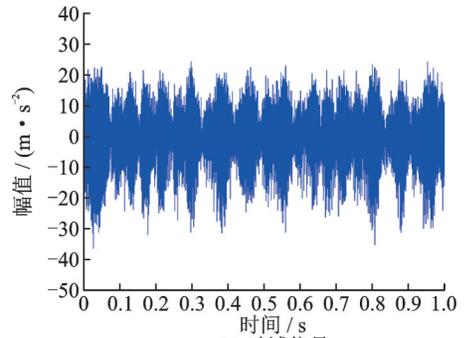
(b) Bearing end cover measuring point

图9 实验台及传感器测点

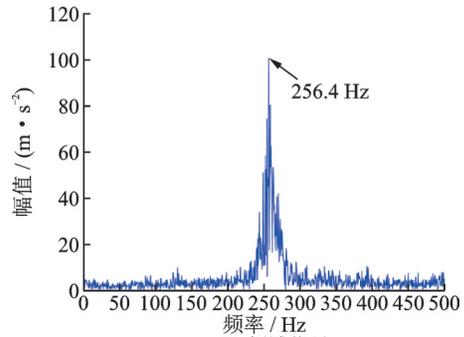
Fig. 9 Test bench and sensor measuring point

为方便对比仿真结果和实验结果,均选取前1 s来进行分析。采用经验模态分解故障诊断方法对仿真信号和实验信号进行处理,选取峭度值最大的第4个模态分量进行包络解调,以2100 r/min时仿真结果和实验结果的时频域信号来展示。图10为2100 r/min时仿真结果的时频域信号。

图11为2100 r/min时实验结果的时频域信号。



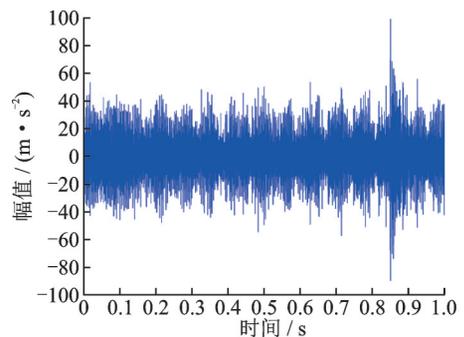
(a) 时域信号
(a) Time domain signal



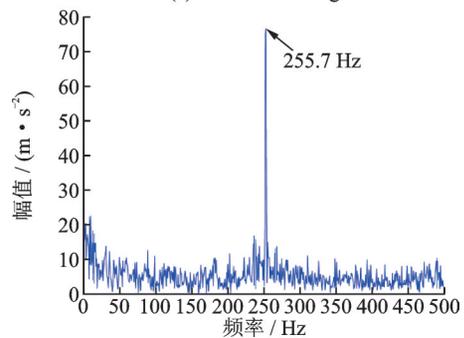
(b) 频域信号
(b) Frequency domain signal

图10 2100 r/min时仿真结果的时频域信号

Fig. 10 Time-frequency domain signal of simulation results at 2100 r/min



(a) 时域信号
(a) Time domain signal



(b) 频域信号
(b) Frequency domain signal

图11 2100 r/min时实验结果的时频域信号

Fig. 11 Time-frequency domain signal of experimental results at 2100 r/min

通过对比图10和11的时域信号可以得到:仿真结果的时域信号呈现出更加明显的故障冲击特征,且其幅值较小,主要是因为轴承建模过程中,忽略

了轴承端盖对轴承的影响。同时,轴承通过ADAMS进行仿真的过程是处于一个无噪声无外界干扰的环境中,故仿真结果时域信号的幅值要小于实验信号的幅值。通过对比图10和11的频域信号可以得到:两者均能呈现出外圈故障特征频率,且与2100 r/min时外圈故障特征频率的理论值257 Hz相差不大。不同转速下外圈故障特征频率的仿真结果和实验结果如表4所示。

表4 外圈故障特征频率对比

Tab. 4 Comparison of characteristic frequencies of outer ring faults

轴承转速/ ($r \cdot \text{min}^{-1}$)	理论值/ Hz	仿真值/ Hz	实验结果/ Hz
1200	146.9	146.1	145.3
1500	183.6	183.2	181.9
1800	220.3	219.6	218.8
2100	257.0	256.4	255.7

由表4可以发现:仿真结果和实验结果在不同转速下与外圈故障特征频率理论值之间的误差均未超过1%,由此可见,误差均在合理范围内。通过对比外圈故障特征频率的仿真结果和实验结果,验证了所建模型的有效性。

4 动力学仿真分析

对外圈滚道设置不同损伤位置(3点钟、6点钟、9点钟和12点钟),分析滚子与滚道间接触点时间间隔的变化、滚子与滚道间接触力的变化、滚子质心轨迹及其打滑率和保持架质心轨迹及其运行的平稳性。

4.1 滚子与滚道间接触点时间间隔的变化

选取故障区域一侧滚子母线上的一点和内外圈滚道间的接触点作为研究对象,相邻两接触点间的时间间隔即为相邻两接触力间的时间间隔,不同转速下外圈滚道不同损伤位置时滚子与滚道间接触点时间间隔的变化如图12所示。

由图12可以得到:轴承有故障时,滚子与滚道间接触点的时间间隔变大,是因为故障区域的存在阻碍了滚子的正常运行,进而增大了其通过故障区域的时间;滚子与滚道间接触点的时间间隔不受故障位置的影响,轴承转速越大,滚子通过故障区域受到的阻碍越小,相邻两接触点的时间间隔越短。

4.2 滚子与滚道间接触力的变化

采用计算均方根值的形式去定量分析滚子与滚道间的接触力,不同转速下外圈滚道不同损伤位置

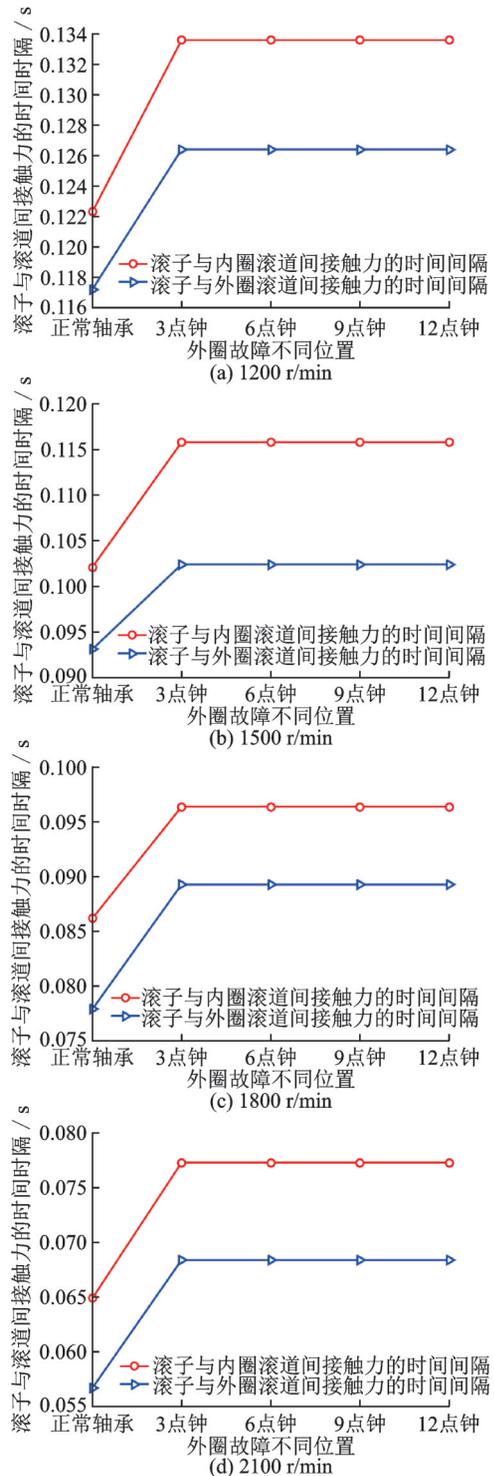


图12 滚子与滚道间接触点时间间隔

Fig. 12 Time interval between roller and raceway indirect contact

时滚子与滚道间接触力的变化如图13所示。

由图13可以得到:滚子与内外圈滚道间的接触力受外圈滚道损伤位置的影响,损伤位置位于6点钟和12点钟时,滚子与滚道间的接触力分别为最大和最小,可见,当轴承故障发生在承载区时,外圈滚道的磨损程度更大。轴承有故障时,滚子与滚道间的接触力均比轴承无故障时滚子与滚道间的接触力要大,可见,故障的存在会加大滚子与滚道间的接触力,进而

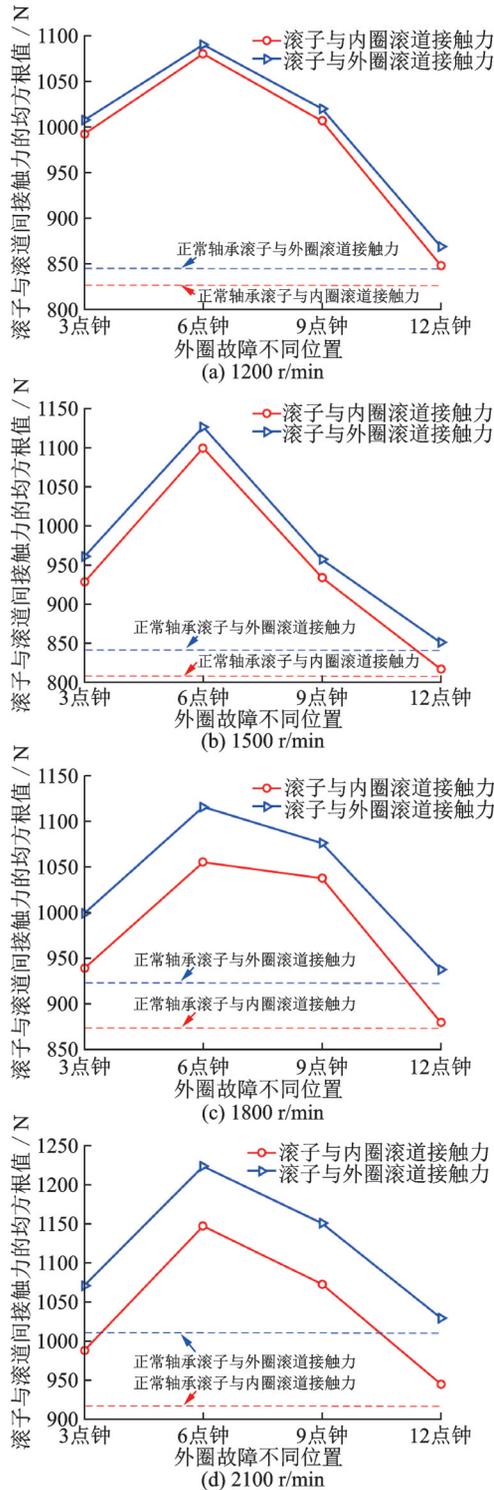


图13 滚子与滚道间接触力的均方根值

Fig. 13 Root mean square of indirect contact force between roller and raceway

加剧轴承滚道的损坏。通过比较,滚子与外圈滚道间的接触力相对更大,过大的接触力抑制了滚子的打滑,故其通过故障区域的时间更短,因此验证了滚子与外圈滚道间接触点时间间隔较小的结论。

4.3 滚子质心轨迹及其打滑率

对于滚子质心轨迹的研究,选取故障区域一侧的滚子作为研究对象,保持轴承所受径向力和轴向

力不变,通过改变轴承转速来观察滚子质心轨迹的变化。由于篇幅限制,仅展示2100 r/min时外圈滚道不同损伤位置处滚子质心轨迹的变化情况,如图14所示。

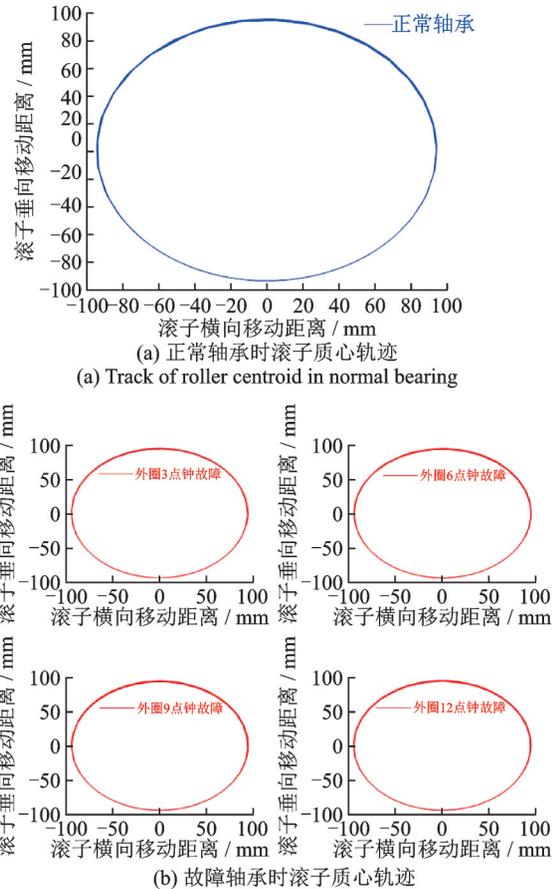


图14 2100 r/min时滚子质心轨迹

Fig. 14 The trajectory of roller centroid in 2100 r/min

由图14可以得到:无论轴承是否出现故障,滚子质心轨迹均呈现“椭圆”状,可见通过直观判断轨迹形状是不能对滚子质心轨迹进行区分的,因此引入离心率来衡量滚子质心轨迹的变化。根据离心率计算公式,得到了不同转速下滚子质心轨迹离心率的变化趋势,如图15所示。

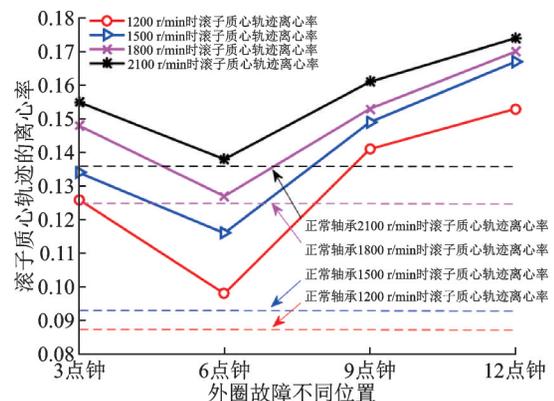


图15 滚子质心轨迹的离心率

Fig. 15 Eccentricity of the trajectory of roller centroid

由图 15 可以得到:滚子质心轨迹的离心率受外圈滚道损伤位置和轴承转速的影响,轴承转速越大,离心率越大,滚子质心的波动程度也会随之增强,从而导致滚子在运行过程中产生跳动现象。在承载区时,滚子质心轨迹的离心率最小,与该位置受力最大有关。不同转速下外圈滚道不同损伤位置时滚子打滑率如图 16 所示。

由图 16 可以得到:滚子打滑率受外圈滚道损伤位置和轴承转速的影响,滚子打滑率随着轴承转速

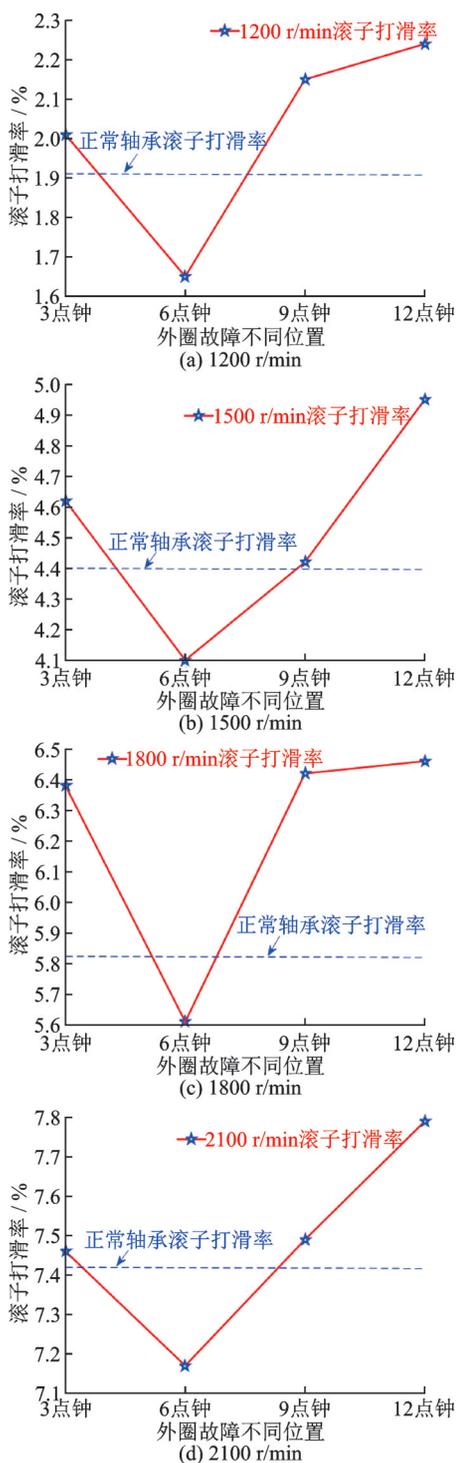


图 16 滚子打滑率

Fig. 16 Slip rate of roller

的增加而增大,轴承转速在 1800 r/min(约 300 km/h)以上时,滚子打滑率明显增强(大于 5%),高速列车运营速度通常在 250 km/h 以上,因此列车的高速运行加剧了滚道表面的不均匀擦伤,外圈滚道损伤 6 点钟位置时对滚子打滑率影响很小。

4.4 保持架质心轨迹及其运行稳定性

保持架在运行过程中将滚子均匀分开的同时还承受着滚子频繁的碰撞,其运行状态的好坏直接关系到轴承是否平稳运行。因此,以 2100 r/min 时外圈滚道不同损伤位置处保持架质心轨迹的变化为例来进行展示,如图 17 所示。

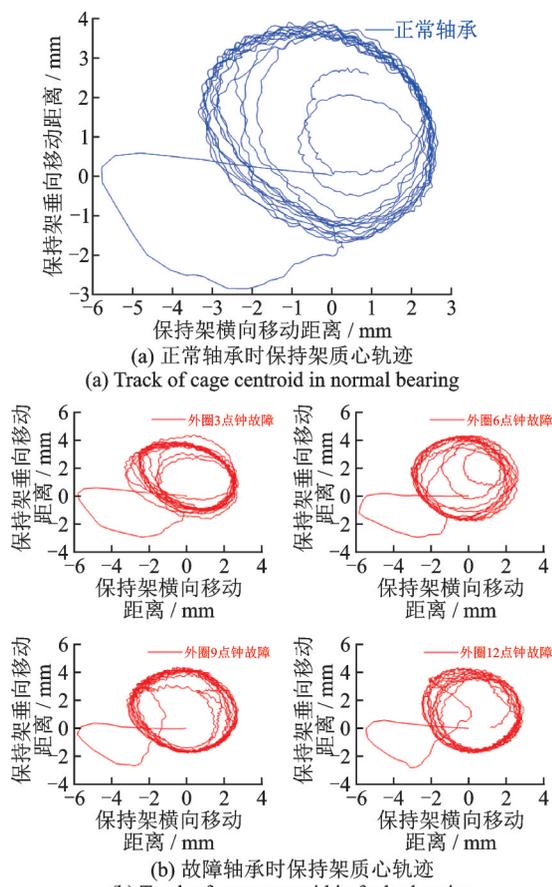


图 17 2100 r/min 时保持架质心轨迹

Fig. 17 Centroid trajectory of cage at 2100 r/min

由图 17 可以得到:无论轴承是否出现故障,保持架质心轨迹均呈“涡动”状,通过引入保持架质心涡动速度偏差比来定量判断其运行状态是否平稳。保持架质心涡动速度偏差比^[15]为:

$$\sigma_{vc} = \frac{\sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (v_{ic} - \dot{v}_c)^2}}{\dot{v}_c} \quad (10)$$

式中 v_{ic}, \dot{v}_c 分别为保持架质心运行速度和平均速度; σ_{vc} 为保持架质心涡动速度偏差比,其值越小,保持架运行越平稳。不同转速下外圈滚道不同损伤位

置时保持架质心涡动速度偏差比如图18所示。

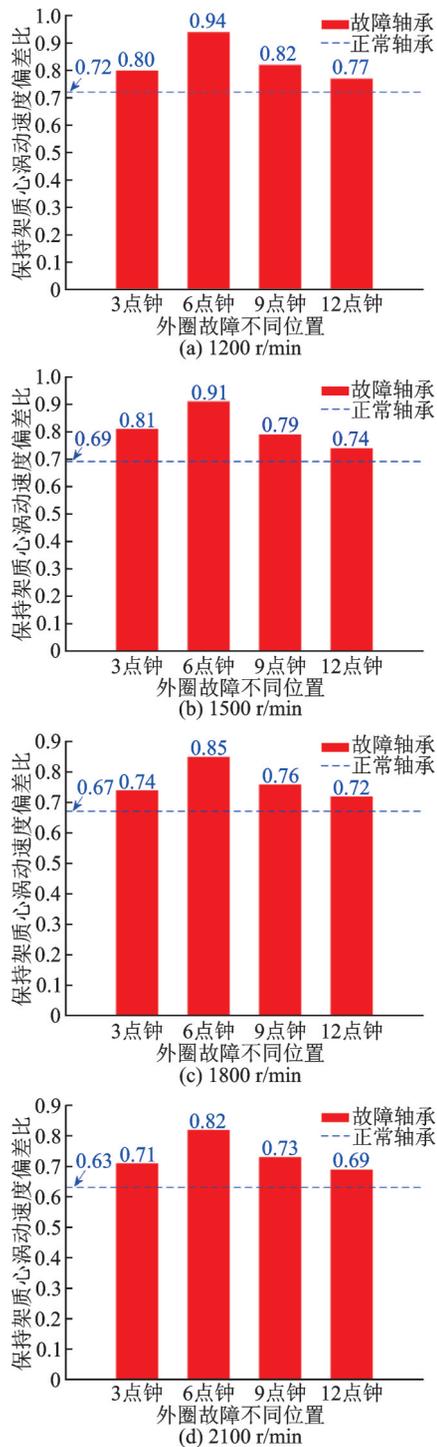


图18 保持架质心涡动速度偏差比

Fig. 18 Deviation ratio of centroid swirl velocity of cage

由图18可以得到:保持架质心涡动速度偏差比受外圈滚道损伤位置和轴承转速的影响,轴承转速越大,保持架质心涡动速度偏差比越小,保持架运行越平稳。外圈滚道损伤在6点钟位置时,对保持架运行稳定性影响最大,因为在该位置处保持架承受很大的挤压作用力,限制了保持架运动,导致保持架在该位置实际运行速度与理论运行速度之间出现较大差异,由此产生较大的速度偏差比。

5 结论

(1) 轴承有故障时,滚子与滚道间接触点的时间间隔变大;轴承转速越大,相邻两接触点间的时间间隔越短。

(2) 轴承故障的存在会加大滚子与滚道间的接触力,进而加剧轴承滚道的损坏;轴承故障发生在承载区时,外圈滚道的磨损更严重。

(3) 滚子质心轨迹呈“椭圆”状,滚子打滑率及其质心轨迹的离心率受外圈滚道损伤位置和轴承转速的影响;损伤位置位于6点钟时,对滚子的打滑起到了抑制作用,滚子打滑率的增大会加剧滚道表面的不均匀擦伤。

(4) 保持架质心轨迹呈“涡动”状,保持架质心涡动速度偏差比和其质心轨迹受外圈滚道损伤位置和轴承转速的影响;轴承转速越大,保持架运行越平稳,损伤位置位于12点钟时,对保持架平稳运行影响不大。

参考文献:

- [1] 宋宏智,李力,杨兴宽,等.高速机车轴承故障诊断与剩余寿命预测的发展及展望[J].轴承,2020(3):61-67. Song Hongzhi, Li Li, Yang Xingkuang, et al. Development and prospect of bearing fault diagnosis and residual life prediction for high speed locomotive [J]. Bearings, 2020(3): 61-67.
- [2] Ghaisas N, Wassgren C R, Sadeghi F. Cage instabilities in cylindrical roller bearings [J]. Journal of Tribology, 2004, 126(4): 681-689.
- [3] Cui Lingli, Zhang Yu, Zhang Feibin, et al. Vibration response mechanism of faulty outer race rolling element bearings for quantitative analysis [J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 364: 67-76.
- [4] Liu Jing. A comprehensive comparative investigation of frictional force models for dynamics of rotor-bearing systems [J]. Journal of Central South University, 2020, 27(6): 1770-1779.
- [5] Cui Yongcun, Deng Sier, Niu Rongjun, et al. Vibration effect analysis of roller dynamic unbalance on the cage of high-speed cylindrical roller bearing [J]. Journal of Sound & Vibration, 2019, 434: 314-335.
- [6] Chen Long, Xia Xintao, Zheng Haotian, et al. Chaotic dynamics of cage behavior in a high-speed cylindrical roller bearing [J]. Shock & Vibration, 2016, 2016: 9120505.
- [7] 李志农,李云龙,任帅,等.局部点蚀故障滚动体的滚动轴承动力学模型研究[J].振动工程学报,2020,33(3):597-603. Li Zhihong, Li Yunlong, Ren Shuai, et al. Study on dynamic model of rolling bearing with local pitting fault

- roller[J]. Journal of Vibration Engineering, 2020, 33(3):597-603.
- [8] 刘静,师志峰,邵毅敏.考虑局部故障边缘形态的球轴承振动特征[J].振动、测试与诊断,2017,37(4):807-813.
Liu Jing, Shi Zhifeng, Shao Yimin. Vibration characteristics of ball bearing considering edge shape of local fault [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017,37(4):807-813.
- [9] 涂文兵,杨锦雯,罗丫,等.转速波动工况滚动轴承打滑动力学特性分析[J].振动、测试与诊断,2018,38(6):1193-1198.
Tu Wenbing, Yang Jinwen, Luo Ya, et al. Analysis of skidding dynamic characteristics of rolling bearing under speed fluctuation condition[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018,38(6):1193-1198.
- [10] 董绍江,贺坤,汤宝平,等.基于损伤缺陷激励的滚动轴承振动机理分析[J].组合机床与自动化加工技术,2019(10):83-86.
Dong Shaojiang, He Kun, Tang Baoping, et al. Analysis of vibration mechanism of rolling bearing based on damage defect excitation [J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2019(10):83-86.
- [11] 涂文兵,何海斌,罗丫,等.基于滚动体打滑特征的滚动轴承振动特性研究[J].振动与冲击,2017,36(11):166-170.
Tu Wenbing, He Haibin, Luo Ya, et al. Study on vibration characteristics of rolling bearing based on slip characteristics of rolling body [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017,36(11):166-170.
- [12] 张文虎,胡余生,邓四二,等.高速圆柱滚子轴承保持架振动特性研究[J].振动与冲击,2019,38(22):85-94.
Zhang Wenhui, Hu Yusheng, Deng Sier, et al. Study on vibration characteristics of high speed cylindrical roller bearing cage [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019,38(22):85-94.
- [13] 姚廷强,王立华,刘孝保,等.变工况下角接触球轴承保持架稳定性分析[J].振动与冲击,2016,35(18):172-180.
Yao Tingqiang, Wang Lihua, Liu Xiaobao, et al. Stability analysis of angular contact ball bearing cage under variable working conditions [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016,35(18):172-180.
- [14] 罗继伟,罗天宇.滚动轴承分析计算与应用[M].北京:机械工业出版社,2009.
Luo Jiwei, Luo Tianyu. Analysis Calculation and Application of Rolling Bearing [M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2009.
- [15] 温保岗.角接触球轴承保持架动力学特性及其试验研究[D].大连:大连理工大学,2017.
Wen Baogang. Dynamic characteristics and experimental study of angular contact ball bearing cage [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2017.

Influence of the damage position of outer ring raceway on the dynamic behavior of axle box bearing of high-speed train

DING Dong-sheng^{1,2}, LIU Yong-qiang^{1,2}, YANG Shao-pu^{1,2}

(1.State Key Laboratory of Mechanical Behavior and System Safety of Traffic Engineering Structures, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China; 2.School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: In order to explore the motion law of the internal components of the faulty bearing, taking the axle box bearing of the high-speed train as the research object, the bearing dynamic model of the outer ring raceway peeling fault is established by using the multi-body dynamics analysis software ADAMS. The model comprehensively considers the factors such as material properties, constraints, load and contact relationship, and the effectiveness of the model is verified by carrying out dynamic experiments on the test bearing and comparing the rotational speed of the parts on the railway bearing comprehensive test rig. Through the dynamic simulation analysis of the bearings at different damage positions of the outer ring raceway, it is found that when there is something wrong with the bearing, the time interval between the two adjacent contact points between the roller and the raceway becomes larger, and the existence of the bearing fault will increase the contact force between the roller and the raceway, thus aggravating the damage of the bearing raceway. When the damage position is at 6 o'clock, it restrains the roller slip, and the increase of the roller slip rate will aggravate the uneven abrasion on the raceway surface; the greater the bearing speed, the more stable the cage runs; When the damage position is at 12 o'clock, it has little effect on the smooth operation of the cage.

Key words: fault diagnosis; axle box bearing; high-speed train; outer ring raceway damage; dynamic behavior

作者简介: 丁东升(1994—),男,硕士研究生。E-mail:dingds@stdu.edu.cn。

通讯作者: 刘永强(1983—),男,教授,博士生导师。E-mail:liuyq@stdu.edu.cn。