

轮轨激励下含局部缺陷的高速列车 轴箱轴承动力学仿真分析*

王亚佳¹ 信紫婷² 顾晓辉^{1†} 刘永强¹

(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, 石家庄 050043)

(2. 潍柴雷沃智慧农业科技股份有限公司, 潍坊 261200)

摘要 轴箱轴承是高速列车走行部中的关键旋转部件,在复杂轮轨激励的作用下容易出现由疲劳、过载等原因导致的失效,影响列车的行车安全.采用 UM/Simulink 联合仿真的方式,建立了含局部缺陷的轴箱轴承—柔性轴箱—车辆系统耦合动力学模型,研究了不同工况下轴承外圈、内圈和滚子存在单一局部缺陷时系统的动力学响应,分析了轨道不平顺、车轮失圆等轮轨激励对轴箱轴承故障响应的影响.此外,通过对轴箱箱体及轴箱转臂的振动响应进行对比分析,确定了轴箱上提取故障冲击响应的最佳测点位置.相关结果对于指导高速列车轴箱轴承的状态监测和故障诊断具有一定的工程应用价值.

关键词 轴箱轴承, 局部缺陷, 柔性轴箱, 动力学模型, 测点优化

中图分类号:U271

文献标志码:A

Dynamic Simulation on Axle Box Bearing of High-Speed Train with Localized Defects under Wheel/Rail Excitation*

Wang Yajia¹ Xin Ziting² Gu Xiaohui^{1†} Liu Yongqiang¹

(1. State Key Laboratory of Mechanical Behavior and System Safety of Traffic Engineering Structures,

Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

(2. Weichai Lovol Intelligent Agricultural Technology Co Ltd, Weifang 261200, China)

Abstract Axle box bearing is a key rotating component in the bogie of high-speed trains. Under complex wheel/rail excitations, localized defects caused by fatigue, overload, etc. will threaten the operation safety of railway vehicles. In this paper, a coupled dynamic model of axle box bearing-flexible axle box-vehicle system with different bearing localized defects is established using UM/Simulation co-simulation. The vibration responses of axle box with fault on outer raceway, inner raceway and roller under track irregularities and wheel ovalization are studied. In addition, the fault responses from typical points of axle box and rotary arm are compared to select the optimal mounting position of accelerometer on the axle box. The simulated results are helpful to the condition monitoring and fault diagnosis of axle box bearings in industrial applications.

Key words axle box bearing, localized defect, flexible axle box, dynamic model, measurement point optimization

2023-09-28 收到第 1 稿,2023-10-25 收到修改稿.

* 国家重点研发计划(2020YFB2007700)和国家自然科学基金资助项目(12372056),National Key R&D Program (2020YFB2007700) and National Natural Science Foundation of China (12372056).

† 通信作者 E-mail:guxh@stdu.edu.cn

引言

轴箱轴承作为高速列车走行部中的关键旋转部件,常因疲劳或过载而引起点蚀、剥落等局部缺陷.这些缺陷的产生和发展严重威胁列车的运行安全,甚至导致灾难性的事故发生.因此,有必要开展轮轨激励下轴箱轴承的动态响应和故障机理研究,为轴箱轴承的状态监测和故障诊断提供理论指导.

近年来,众多学者结合轴承动力学和车辆动力学开展了大量的研究工作.例如,查浩等^[1]在经典的车辆—轨道空间耦合动力学模型^[2]的基础上加入了轴承—轴箱—构架动力学模型,考虑了轴箱体与轴承、滚子与滚道、滚子与套圈挡边、滚子与保持架的作用,分析了轨道不平顺激励下滚子与滚道之间的接触载荷特性.李春昱等^[3]建立了包含轴承力元的高速列车 SIMPACK 模型,基于轴箱加速度反演了轴箱轴承的动载荷.Li 等^[4]基于考虑轴箱轴承的车辆—轨道空间耦合模型,分析了轴箱轴承对轮对、构架和车体等不同位置的横、垂向振动的影响.Wang 等^[5,6]建立了考虑轴箱轴承的高速列车—轨道系统耦合动力学模型,基于数值积分和蒙特卡洛方法分析了轨道不平顺、车轮扁疤、车轮多边形磨损、不稳定风场等高速列车典型服役环境下轴箱轴承的复杂振动特性.Sui 等^[7]研究了轮径差对货车轴箱轴承动力学特性的影响,结果表明轮径差越大,轴承内滚子与滚道之间的接触力越大.与此同时,Liao 等^[8]比较了不同轮轨激励下轴箱轴承滚子—外滚道接触力变化,发现车轮多边形和轨道不平顺的综合激励使轴承内部最大接触力提高了约 38.59%.

以上结果表明,轮轨动态相互作用对滚子与滚道之间的接触力影响较为显著,导致在列车长期服役过程中,轴箱轴承容易出现失效.为此,曹青松等^[9]建立了车体—转向架—轴箱轴承的垂向耦合动力学模型,研究了不同轴承松动间隙和车速下系统的非线性动力学响应特性.刘永强等^[10]建立了含外圈故障的轴箱轴承—轮对系统动力学模型,分析了缺陷尺寸、定转速和变转速对系统稳定性的影响.Ma 等^[11]提出了车体—转向架—轴箱轴承—轮对的垂向动力学模型,在考虑轨道不平顺的情况下,模拟了具有内、外圈局部故障的轴箱轴承振动情况,结果表明故障宽度对轴箱轴承的垂向位移和

加速度有显著影响.在此基础上,Wang 等^[12]建立了含轴箱轴承内、外滚道故障的轨道车辆动力学模型,研究了轴箱轴承在不同方向上的振动特性.结果表明,纵向振动信号容易对内圈故障特征进行识别,而垂直振动信号更适合于外圈故障特征识别.Liu 等^[13]基于含有轴箱轴承缺陷的车辆—轨道耦合系统动力学模型比较了列车在不同速度下轴箱轴承滚道故障对轮对加速度的影响,发现当列车运行速度大于 200km/h 时,故障的影响小于轨道激励的影响,由此导致轴箱轴承故障诊断较为困难.Lu 等^[14]提出了考虑多种类型缺陷的轴箱轴承与动车组车辆的耦合模型,分析了轨道不平顺激励对轴箱径向力的时域波形和频谱的影响.耿自林^[15]基于考虑轴箱轴承的车辆—轨道耦合动力学模型和热网格法,研究了轴箱轴承故障对轴承温升的影响规律.

以上工作大部分是分析轴箱轴承的故障机理与故障响应的规律,本文在这些工作的基础上进一步建立了含局部缺陷的轴箱轴承—柔性轴箱—车辆系统耦合动力学模型,研究了不同轮轨激励和不同运行工况下轴承存在单一局部缺陷时系统的动力学响应规律,并根据柔性轴箱开展了不同测点位置对故障冲击响应的敏感性分析,相关结果可用于加速度测点布置,为轴箱轴承的状态监测和故障诊断提供理论依据.

1 轴箱轴承—柔性轴箱—车辆系统动力学模型

1.1 轴箱轴承模型

双列圆锥滚子轴承中滚子与滚道的接触关系和运动学关系如图 1 所示,其中轴承坐标的 x 方向对应于车辆模型坐标的纵向, y 方向对应于车辆模型坐标的横向, z 方向对应于车辆模型坐标的垂向.在轴向载荷 F_a 和径向载荷 F_r 的作用下,滚子与外圈滚道的接触力 Q_o 、滚子与内圈滚道的接触力 Q_i 和滚子与内圈挡边的接触力 Q_f 满足平衡方程^[16]:

$$\begin{cases} Q_o \sin \alpha_o - Q_i \sin \alpha_i - Q_f \sin \alpha_f = 0 \\ Q_o \cos \alpha_o - Q_i \cos \alpha_i + Q_f \cos \alpha_f = 0 \end{cases} \quad (1)$$

其中, α_o 、 α_i 和 α_f 为接触角.假设圆锥滚子与滚道之间为线接触,由 Palmgren 经验公式^[17]可得接触刚度为:

$$K_n = 8.06 \times 10^4 l^{0.89} \times \left\{ 1 + \left[\frac{\sin(\alpha_o + \alpha_f)}{\sin(\alpha_i + \alpha_f)} \right]^{0.9} \cos(\alpha_o - \alpha_i) \right\}^{-1.11} \quad (2)$$

其中, l 为滚子与滚道的有效接触长度.

如图 1(b) 所示, 假设在 t 时刻, 第 1 个滚子的初始角位置为 θ_0 , 则第 j 个滚子的角位置为:

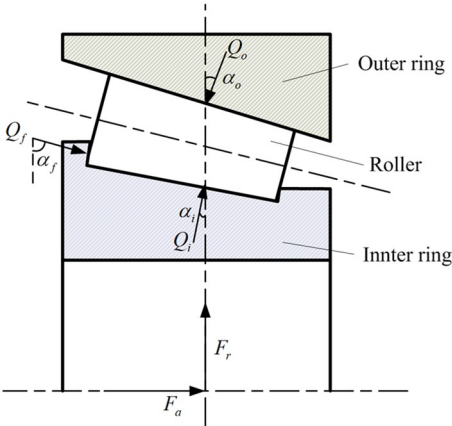
$$\theta_j = \omega_c t + \frac{2\pi}{N}(j-1) + \theta_0 \quad (3)$$

其中, N 为单列滚子数, ω_c 为保持架角速度:

$$\omega_c = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{D_r}{D_m} \cos \alpha \right) \omega_s \quad (4)$$

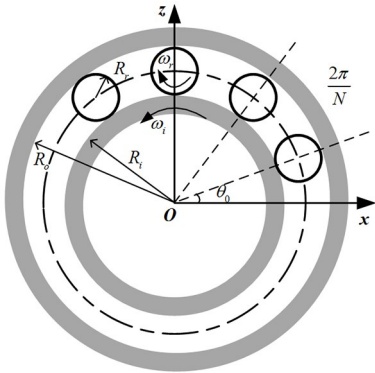
$$\omega_s = \frac{2\pi n}{60} \quad (5)$$

其中, D_r 和 D_m 分别为滚子的名义直径和轴承节径, α 为名义接触角, n 为轮对转速.



(a) 滚子与滚道的接触关系图

(a) Schematic of the contact between a roller and raceways



(b) 轴承径向运动关系图

(b) Schematic of the bearing radial kinematic relations

图 1 双列圆锥滚子轴承的接触关系和运动学关系

Fig.1 Schematic of the contact and kinematic relations of double row tapered roller bearing

假设在 F_a 和 F_r 的作用下, 轴承内圈相对于轴承外圈在 x , y 和 z 方向上产生的位移分别为 δ_x , δ_y 和 δ_z , 则第 j 个滚子产生的径向接触变形可

表示为^[14]:

$$\delta_{rj} = \delta_x \cos \theta_j + \delta_z \sin \theta_j - \frac{\mu}{2} (1 - \cos \theta_j) \quad (6)$$

其中, μ 为轴承径向间隙.

第 j 个滚子产生的轴向接触变形为:

$$\delta_{aj} = \pm \delta_y \quad (7)$$

其中, 第 1 列滚子取+, 第 2 列取-.

则第 j 个滚子在法线方向上的接触变形为:

$$\delta_{nj} = \delta_{rj} \cos \alpha_o + \delta_{aj} \sin \alpha_o \quad (8)$$

滚子与滚道之间的接触力为:

$$Q_j = K_n \delta_{nj}^{1.11}, \delta_{nj} > 0 \quad (9)$$

Q_j 在 x , y 和 z 方向上的分量为^[14,18]:

$$\begin{cases} Q_{xj} = Q_j \cos \alpha_o \cos \theta_j \\ Q_{yj} = Q_j \sin \alpha_o \\ Q_{zj} = Q_j \cos \alpha_o \sin \theta_j \end{cases} \quad (10)$$

所有滚子与滚道在 x , y 和 z 方向上的总接触力可表示为:

$$\begin{cases} F_x = \sum_{m=1}^2 \sum_{j=1}^N Q_{mxj} \\ F_y = \sum_{m=1}^2 \sum_{j=1}^N Q_{myj} \\ F_z = \sum_{m=1}^2 \sum_{j=1}^N Q_{mzj} \end{cases} \quad (11)$$

由此可得 δ_x , δ_y 和 δ_z 与 F_x , F_y 和 F_z 的对应关系.

1.2 轴箱轴承局部缺陷模型

在复杂轮轨激励下, 由于润滑不良、载荷突变等原因在滚道或滚子表面会形成点蚀、凹坑、压痕等局部缺陷, 假设滚道和滚子上的局部缺陷形状为图 2 所示的矩形, 宽度为 L , 缺陷角为 Φ_d , 滚道上的缺陷位置为 θ_d , 滚子上的缺陷在第 k 个滚子上. 当滚子与滚道上的缺陷或滚道与滚子上的缺陷接触时会释放一定的变形 H , 则滚子与滚道之间的径向接触变形可改写为:

$$\delta_{rj} = \delta_x \cos \theta_j + \delta_z \sin \theta_j - \frac{\mu}{2} (1 - \cos \theta_j) - H \quad (12)$$

当外圈和内圈滚道存在局部缺陷时^[19]:

$$H = \begin{cases} h \sin \left(\frac{0.5\pi U}{\Phi_d} \right), & U < \Phi_d \\ 0, & \text{else} \end{cases} \quad (13)$$

其中, $h = \frac{D_r}{2} - \sqrt{\left(\frac{D_r}{2} \right)^2 - \left(\frac{L}{2} \right)^2}$, 对于外圈故障

$U = |\text{mod}(\theta_j, 2\pi) - \theta_d|$, $\Phi_d = \arcsin\left(\frac{L}{D_o}\right)$, 对于内圈故障 $U = |\text{mod}(\theta'_j, 2\pi) - \theta_d|$, $\Phi_d = \arcsin\left(\frac{L}{D_i}\right)$, $\theta'_j = (\omega_c - \omega_s)t + \frac{2\pi}{N}(j - 1) + \theta_0$.

当滚子存在局部缺陷时:

$$H = \begin{cases} h \sin\left(\frac{0.5\pi U_1}{\Phi_d}\right), U_1 < \Phi_d \\ h \sin\left(\frac{0.5\pi U_2}{\Phi_d}\right), U_2 < \Phi_d \\ 0, \text{else} \end{cases} \quad (14)$$

其中, $U_1 = |\text{mod}(\omega_r, 2\pi) - 0.5\pi|$, $U_2 = |\text{mod}(\omega_r, 2\pi) - 1.5\pi|$, $\Phi_d = \arcsin\left(\frac{L}{D_r}\right)$, $\omega_r = \frac{D_m}{2D_r}\left[1 - \left(\frac{D_r}{D_m}\cos\alpha\right)^2\right]\omega_s$.

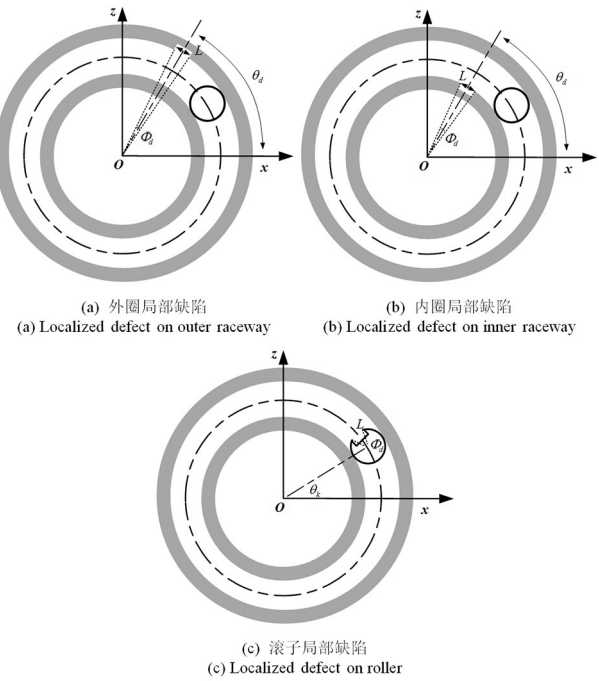


图 2 轴箱局部缺陷
Fig.2 Bearing localized defects

1.3 轴箱轴承—柔性轴箱—车辆耦合模型

以某高速列车为研究对象,采用多体动力学软件 Universal Mechanism(UM)建立了车辆—轨道动力学模型如图 3 所示.车体考虑为刚体不考虑弹性变形,转向架由轮对、构架、一系悬挂和二系悬挂组成.其中,一系悬挂包括 4 个轴箱定位装置、4 个螺旋弹簧和 4 个垂向减振器等,二系悬挂包括 2 个空气弹簧、4 个抗蛇行减振器(每侧并联两个)、牵引拉杆和防侧滚扭杆等.车辆和轴箱轴承的相关参

数如表 1 所示.



图 3 车辆—轨道系统动力学模型
Fig.3 Dynamic model of vehicle-track system

表 1 车辆和轴箱轴承参数
Table 1 Parameters of vehicle and axlebox bearing

参数名称	数值
车体/构架/轮对/轴箱质量	38884/2200/1517/66.7kg
车体侧滚/点头/摇头转动惯量	125.9/1905.3/1797.9t·m ²
构架侧滚/点头/摇头转动惯量	1236/1233/2336kg·m ²
轮对侧滚/点头/摇头转动惯量	693/118/693kg·m ²
轴箱侧滚/点头/摇头转动惯量	1/5/5kg·m ²
车轮滚动圆直径	0.920 m
一系钢簧纵向/垂向/横向刚度	919.8/919.8/886.5kN/m
二系簧纵向/垂向/横向刚度	125/125/195kN/m
轴箱转臂节点纵向刚度	120000kN/m
轴箱转臂节点横向刚度	12500kN/m
二系横向减振器阻尼	15kN·s/m
二系垂向减振器阻尼	10kN·s/m
轴承外径	240mm
轴承内径	130mm
轴承节径	185mm
滚动体个数	17
外接触角	11°14′
内接触角	10°
径向间隙	50μm

在此基础上,采用外部连接.DLL 文件的方式将轴箱轴承内部作用力导入,并基于 Ansys 建立柔性轴箱模型,建模流程如图 4 所示.

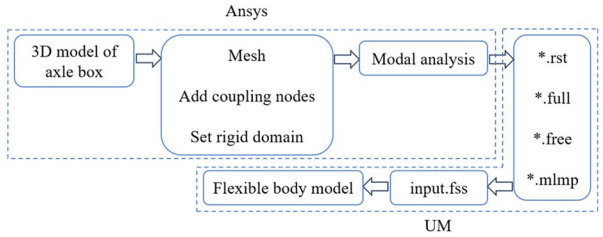


图 4 柔性轴箱建模流程
Fig.4 Flexible axle box modeling process

表 2 轴箱材料参数
Table 2 Material parameters of axle box

弹性模量/(N/m ²)	泊松比	质量密度/(kg/m ³)
--------------------------	-----	---------------------------

2.1E+11	0.3	7.8E+3
---------	-----	--------

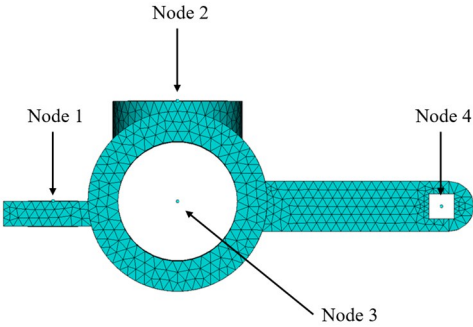


图 5 柔性轴箱模型
Fig.5 Flexible axle box model

轴箱主要材料性能参数如表 2 所示.根据图 4 中的建模流程,首先在 SpaceClaim 中建立轴箱三维模型,再在 Mechanical APDL 中设置材料参数

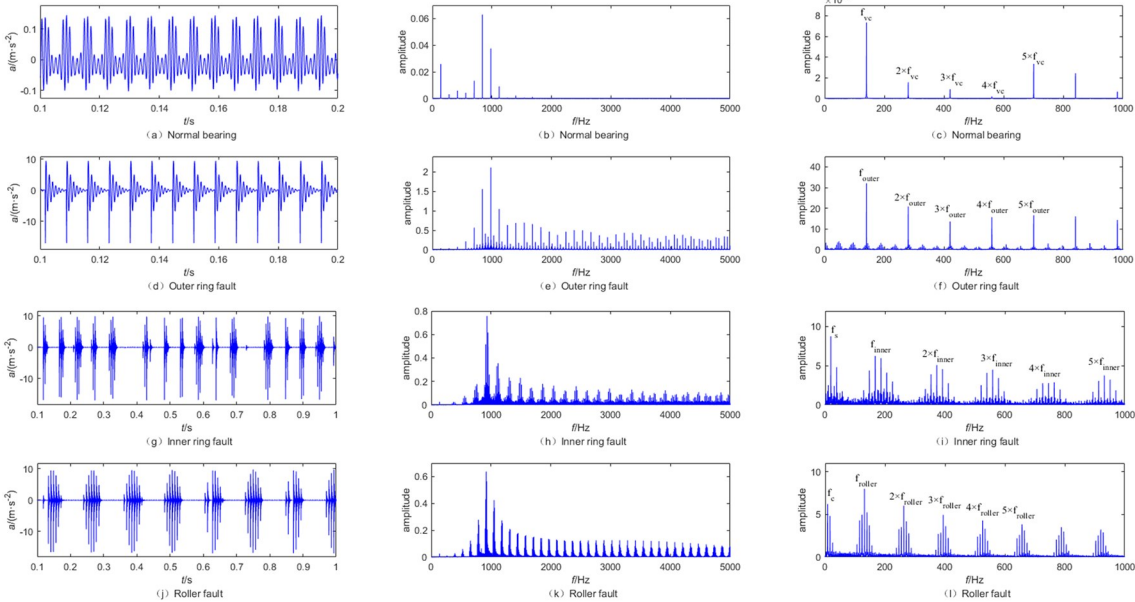


图 6 不同故障类型轴箱垂向振动加速度
Fig.6 Vertical vibration acceleration of axle box with different fault types

图 6 中 VC 振动频率 f_{vc} ^[20]、外圈故障 (Outer ring fault, ORF) 频率 f_{out} 、转频 f_s 、内圈故障 (Inner ring fault, IRF) 频率 f_{in} 、保持架转频 f_c 、滚子故障 (Roller fault, RF) 频率 f_{roller} 均可由公式计算得出,经计算得 $f_{vc}=f_{out}=140.25\text{Hz}$, $f_s=19.22\text{Hz}$, $f_{in}=186.51\text{Hz}$, $f_c=8.25\text{Hz}$, $f_{roller}=131.49\text{Hz}$.时间历程中出现了相应的周期性故障冲击响应,内圈和滚动体故障产生的周期响应幅值出现了与理论相符的载荷调制现象.轴承正常与外圈故障

并采用四面体单元进行网格划分,并在一系减振器连接点、一系钢簧连接点、轴承孔中心以及轴箱定位孔中心共 4 个位置处添加刚柔耦合节点,并在相应区域设置刚性域,最终得到的柔性轴箱模型如图 5 所示.通过所添加的 4 个节点将柔性轴箱模型与车辆系统模型连接,从而建立了轴箱轴承—柔性轴箱—车辆耦合动力学模型.

2 轮轨激扰下轴箱轴承响应分析

2.1 不同故障下轴箱振动响应对比

在 Matlab/Simulink 中设置缺陷宽度与深度均为 0.5mm,在 UM Simulation 中设置速度为 200km/h,步长为 $1e-4$,仿真时间为 10s.图 6 为正常轴承 (normal bearing, NB) 和外、内圈、滚子故障时的轴箱垂向振动加速度的时间历程、频谱和包络谱.

时的包络谱中含有 VC 振动频率 f_{vc} 及其倍频与外圈故障频率 f_{out} 及其倍频;轴承内圈故障时包络谱中含有转频 f_s 及其倍频、内圈故障频率 f_{in} 及其倍频以及边频;轴承滚子故障时包络谱中含有保持架转频 f_c 及其倍频、滚子故障频率 f_{roller} 及其倍频以及边频.而在轴承内圈与滚子故障时的频谱中无法观察到转频 f_s 或保持架转频 f_c 的基频和倍频.

为了观察轴承故障尺寸对轴箱响应的影响,将缺陷宽度设置为 0.2mm、0.5mm、1mm 和 2mm,缺

陷深度设置为 1mm.图 7 为不同故障类型下轴箱垂向振动加速度均方根(root mean square, RMS)值随故障宽度的变化趋势.从中可以看出外圈故障时的振动加速度 RMS 值明显大于内圈故障和滚子故障,表明在相同故障尺寸下,外圈故障引起的轴箱垂向振动最为强烈.随着缺陷宽度的增加,三种故障类型的轴箱垂向振动加速度 RMS 值均增大,其中外圈故障时轴箱振动加速度 RMS 的增长量大于内圈和滚子故障,而内圈和滚子故障时的增长趋势基本一致.

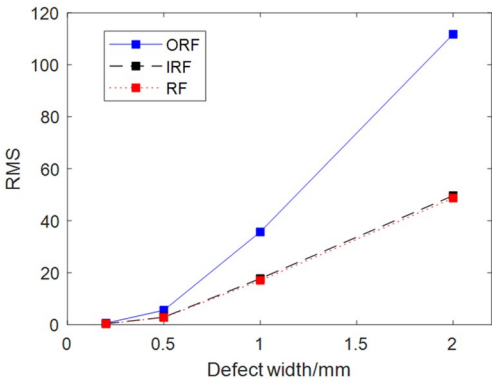


图 7 缺陷宽度对垂向加速度的影响
Fig.7 The influence of defect width on vertical acceleration

为了进一步分析列车运行速度对轴箱振动的影响,设定车速范围为 0~320km/h.图 8 为不同故障类型下轴箱垂向振动加速度 RMS 值随运行速度的变化趋势.从图中可以看出在速度小于 200km/h 时,随着速度的增加,轴箱加速度 RMS 值逐渐增加,在 200km/h 达到顶峰,之后随速度增加缓慢下降.同样外圈故障时轴箱加速度 RMS 值的增长速度快于内圈和滚子故障,内圈和滚子故障时的增长趋势基本一致.

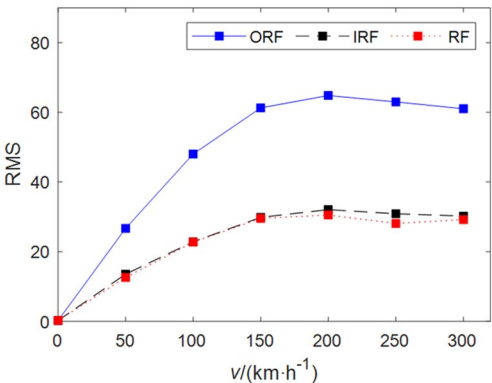


图 8 运行速度对垂向加速度的影响
Fig.8 The influence of operating speed on vertical acceleration

2.2 不同激励下轴箱振动响应对比

列车在轨道上运行时,会受到各种外界扰动的影响,产生较强的振动.轨道不平顺是引起车辆振动的主要因素之一.车轮踏面也常因各种原因(如制动或空转打滑)而出现局部擦伤和剥离,此类现象统称为车轮扁疤^[21].车轮扁疤可分为两种类型:一种是有锋利边缘的新扁疤;一种是磨损后的圆形车轮旧扁疤.

本文采用实测的高速轨道谱作为输入,并考虑旧扁疤对柔性轴箱振动的影响,设置扁疤高度为 1mm,旧扁疤长度为 96mm.同时为分析车轮多边形对柔性轴箱振动的影响,在 UM Simulation 中设置车轮失圆类型为 Ellipse,设置 dA 与 dB 分别为 2mm 与 -2mm,其中, dA 和 dB 表示椭圆半轴与理想车轮半径 R 的偏差,理想车轮半径 R 在 UM Input 中为轮对指定.

图 9 为无轮轨激励、轨道不平顺、车轮扁疤、车轮多边形激励下各故障类型的轴箱垂向振动加速度对比.在受到车轮扁疤或车轮多边形激励后,从时域波形图中并不能看出轴承故障波形,说明车轮扁疤和车轮多边形对轴箱振动的影响明显强于轴承故障和轨道不平顺激励的影响.

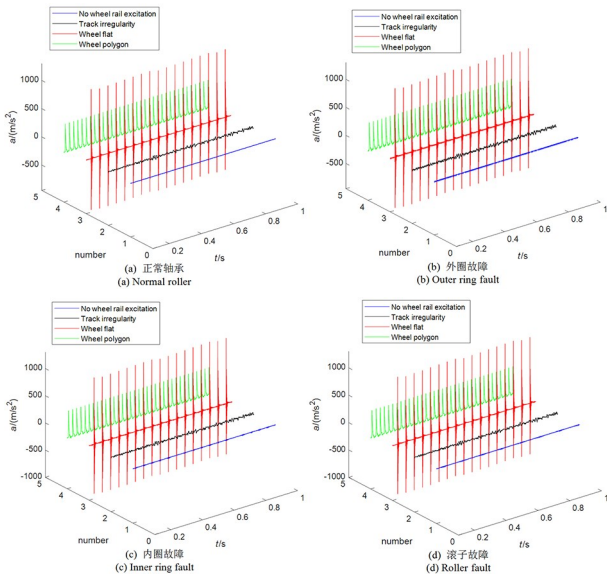


图 9 不同激励下各故障类型轴箱垂向加速度对比
Fig.9 Comparison of vertical acceleration of axle box under different excitations during normal bearing operation

为分析车轮扁疤尺寸及扁疤激励下运行速度对轴箱垂向加速度的影响,选取如表 3 所示的 4 种尺寸,并设置仿真车速为 150km/h、200km/h 和

250km/h,轴箱轴承采用正常轴承模型.

表 3 扁疤尺寸选取

Table 3 Selection of flat scar size

参数	尺寸 1	尺寸 2	尺寸 3	尺寸 4
扁疤深度	0.1	0.4	0.7	1
扁疤宽度	40	61mm	80	96

图 10 为不同车辆运行速度下轴箱垂向振动加速度 RMS 值随不同扁疤尺寸的变化趋势.从图中可以看出轴箱垂向加速度 RMS 值随着车速和扁疤尺寸的增加而增大.在扁疤尺寸为 0.1mm 时,不同车速下的轴箱垂向加速度 RMS 值差异较小,在扁疤尺寸为 1mm 时,不同车速下的 RMS 值差异较大,说明扁疤尺寸越小,轴箱垂向加速度 RMS 对车速越不敏感;扁疤尺寸越大,轴箱垂向加速度 RMS 对车速越敏感.

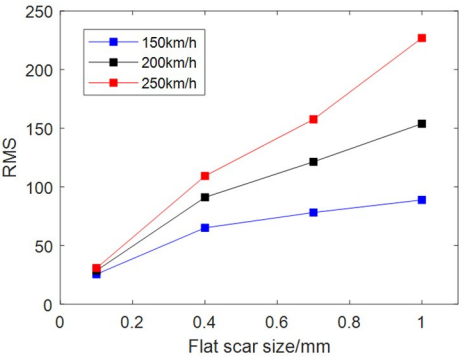


图 10 不同车速下扁疤尺寸对轴箱垂向加速度的影响
Fig.10 The Influence of flat scar size on vertical acceleration of axle box at different vehicle speeds

此外,分析了车轮多边形幅值对轴箱垂向加速度的影响,选取如表 4 所示的 4 种尺寸,同样取速度为 150km/h、200km/h 和 250km/h,轴承采用正常轴承模型.

表 4 车轮多边形幅值选取

Table 4 Selection of wheel polygon size

参数	尺寸 1	尺寸 2	尺寸 3	尺寸 4
dA	1	1.5	2	2.5
dB	-1	-1.5	-2	-2.5

图 11 为不同运行速度下轴箱垂向振动加速度 RMS 值随不同车轮多边形幅值的变化趋势.从中可以看出随着车速和车轮多边形幅值的增加,轴箱垂向加速度 RMS 值不断增加.且不同速度下轴箱垂向加速度 RMS 值随多边形尺寸增加的增速

度大致相同,同一幅值下对车速的敏感性与扁疤激励相比较弱.

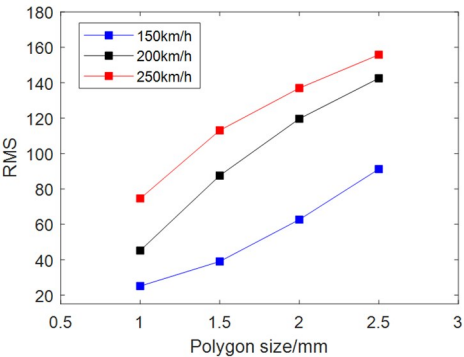


图 11 不同车速下多边形尺寸对轴箱垂向加速度的影响
Fig.11 The Influence of polygon size on vertical acceleration of axle box at different vehicle speeds

3 加速度测点优化

通过前面的分析得知,由于复杂轮轨激励的影响,高速列车在运行过程中轴箱轴承的振动机理较为复杂.在轴承发生故障时,故障响应和故障特征频率可能会被淹没,因此需要确定提取轴箱轴承故障特征频率的最佳位置,进而用于指导现实中加速度计位置的布置.

为此,选取了如图 12 所示的 6 个测点进行对比分析.为了对轴箱各个位置处测点的敏感性进行评价,选取 RMS 值、脉冲因子 (Impulse factor, IF) 和峰值因子 (Peaking factor, PF) 指标对轴箱垂向加速度进行分析.

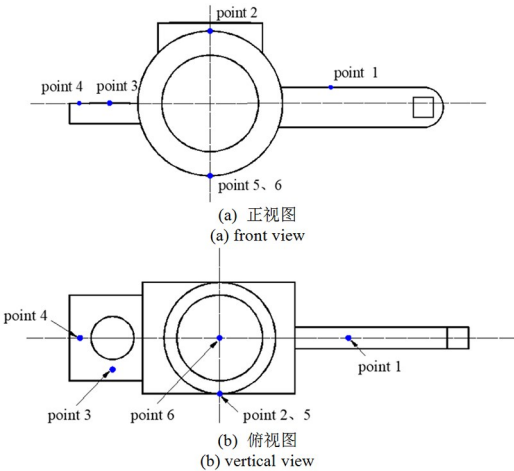


图 12 轴箱测点位置选取
Fig.12 Selection of measurement points for axle box

分别计算不同故障类型下纵向测点垂向振动加速度的时域指标,如图 13 所示.从图中可以看出,RMS、IF 和 PF 三项指标对不同故障的敏感性虽有不同,但均表现为测点 P1 最大,故当轴承发生

内圈、外圈、滚子故障时,纵向上的测点 P1 对于故障的敏感性最强。

同时计算不同故障类型下垂向测点垂向振动加速度的时域指标,如图 14 所示.从图中可以看出,ORF、IRF 和 RF 三种故障类型下不同测点的 RMS 值较为接近,对于 IF 和 PF 指标,测点 P2 和 P5 较为接近,三种故障类型下均表现为测点 P6 最大,故当轴承发生内圈、外圈、滚子故障时,垂向上的测点 P6 对于故障的敏感性最强。

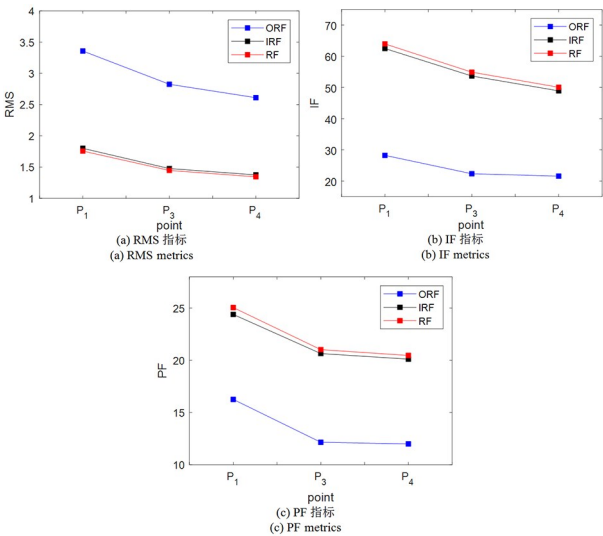


图 13 不同故障类型下纵向测点时域指标对比

Fig.13 Comparison of time-domain indicators of longitudinal measurement points under different fault types

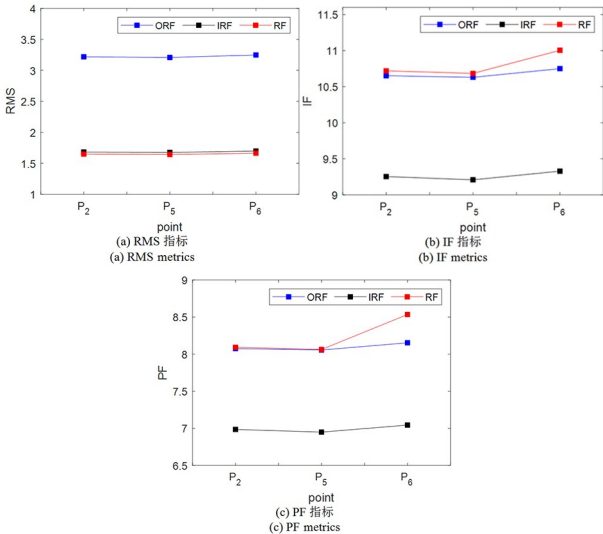


图 14 不同故障类型下垂向测点时域指标对比

Fig.14 Comparison of time-domain indicators for vertical measurement points of different fault types

4 小结

(1) 采用联合仿真的形式,建立了内外滚道和滚子含局部缺陷时轴箱轴承—柔性轴箱—车辆系

统的耦合动力学模型。

(2) 分析了不同轮轨激励对轴承故障响应的影响,发现车轮扁疤和车轮多边形对轴箱振动的影响明显强于轴承故障和轨道不平顺激励的影响.进一步分析了不同缺陷尺寸及车速对轴箱振动的影响,结果表明不同故障类型的轴箱垂向加速度 RMS 值随轴承缺陷宽度的增加而增大,其中外圈故障的振动冲击最强,内圈和滚动体故障较为接近;轴箱振动冲击随车速的增加呈先增大后缓慢下降趋势;在车轮扁疤激励下,轴箱振动冲击随着车速和扁疤尺寸的增加而增大,扁疤尺寸越大,轴箱振动冲击对车速越敏感;在车轮多边形激励下,轴箱振动冲击随着车速和多边形尺寸的增加而增大,同一尺寸下对车速的敏感性与扁疤激励相比较弱。

(3) 基于柔性轴箱模型,分析了不同测点位置对故障响应的敏感性,结果表明轴箱轴承在内圈、外圈、滚子发生单一局部故障时,不同测点对故障的感知能力不同,在纵向上,测点 P1 对故障的感知能力最佳;而在垂向上,测点 P6 对故障的感知能力最佳,因此纵向方向上的测点 P1 和垂向方向上的测点 P6 更易提取轴箱轴承发生故障时的故障冲击响应。

参考文献

[1] 查浩,任尊松,徐宁. 高速动车组轴箱轴承滚道载荷特性研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(4): 135—142.

ZHA H, REN Z S, XU N. Load characteristics of axle box bearing raceway of high-speed EMU [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(4): 135—142. (in Chinese)

[2] ZHAI W M, WANG K Y, CAI C B. Fundamentals of vehicle-track coupled dynamics [J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(11): 1349—1376.

[3] 李春昱,宋冬利,张卫华. 高速列车轴箱轴承载荷反演方法研究[J]. 噪声与振动控制, 2020, 40(5): 126—132.

LI C Y, SONG D L, ZHANG W H. Research on load inversion method for axle box bearings of high speed trains [J]. Noise and Vibration Control, 2020, 40(5): 126—132. (in Chinese)

[4] LI T, SUN W, MENG Z C, et al. Dynamic investigation on railway vehicle considering the dynamic

- effect from the axle box bearings [J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2019, 11(4): 1687814019840503.
- [5] WANG Z W, ZHANG W H, YIN Z H, et al. Effect of vehicle vibration environment of high-speed train on dynamic performance of axle box bearing [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2019, 57: 543—563.
- [6] WANG Z W, ALLEN P, MEI G, et al. Influence of wheel-polygonal wear on the dynamic forces within the axle-box bearing of a high-speed train [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2020, 58: 1385—1406.
- [7] SUI S Q, WANG K Y, LING L, et al. Effect of wheel diameter difference on tread wear of freight wagons [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2021, 127(1): 105501.
- [8] LIAO X K, YI C, OU F M, et al. Research on load characteristics of axle-box bearing raceway under wheel-rail excitation [J]. *Shock and Vibration*, 2021, 2021: 5871667.
- [9] 曹青松, 郭小兵, 熊国良, 等. 高速列车滚动轴承支承松动系统动力学特性研究[J]. *机械工程学报*, 2016, 52(21): 87—95.
- CAO Q S, GUO X B, XIONG G L, et al. Study on dynamic characteristics of high-speed train rolling bearing with pedestal looseness [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(21): 87—95. (in Chinese)
- [10] 刘永强, 王宝森, 杨绍普. 含外圈故障的高速列车轴承转子系统非线性动力学行为分析[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(8): 17—25.
- LIU Y Q, WANG B S, YANG S P. Nonlinear dynamic behaviors analysis of the bearing rotor system with outer ring faults in the high-speed train [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(8): 17—25. (in Chinese)
- [11] MA X N, JINGWEI L, SHI W R. Dynamic characteristics of high-speed railway vehicle with axle box bearing faults [J]. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019, 563: 032023.
- [12] WANG J H, YANG J W, BAI Y L, et al. A comparative study of the vibration characteristics of railway vehicle axlebox bearings with inner/outer race faults [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2021, 235(8): 1035—1047.
- [13] LIU J, DU S. Dynamic analysis of a high-speed railway train with the defective axle bearing [J]. *International Journal of Acoustics & Vibration*, 2020, 25(4): 525—531.
- [14] LU Z, WANG X, YUE K, et al. Coupling model and vibration simulations of railway vehicles and running gear bearings with multitype defects [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2021, 157: 104215.
- [15] 耿自林, 宋冬利, 张卫华, 等. 高速列车轴箱轴承动力学行为及温度分析[J]. *机械*, 2020, 47(11): 54—62.
- GENG Z L, SONG D L, ZHANG W H, et al. Dynamic and temperature analysis of axle box bearing of high-speed train [J]. *Machinery*, 2020, 47(11): 54—62. (in Chinese)
- [16] YANG L, XU T, XU H, et al. Mechanical behavior of double-row tapered roller bearing under combined external loads and angular misalignment [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2018: 561—574.
- [17] 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.
- [18] MA Q, LIU Y, YANG S, et al. A coupling model of high-speed train-axle box bearing and the vibration characteristics of bearing with defects under wheel rail excitation [J]. *Machines*, 2022, 10(11): 1024.
- [19] 刘国云, 曾京, 罗仁, 等. 轴箱轴承缺陷状态下的高速车辆振动特性分析[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(9): 37—42+51.
- LIU G Y, ZENG J, LUO R, et al. Vibration performance of high-speed vehicles with axle box bearing defects [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2016, 35(9): 37—42+51. (in Chinese)
- [20] SUNNERSJ C S. Varying compliance vibrations of rolling bearings [J]. *Journal of Sound Vibration*, 1978, 58(3): 363—373.
- [21] 翟婉明. 车辆—轨道耦合动力学(上册)[M]. 4版. 北京: 科学出版社, 2015.
- ZHAI W M. *Vehicle-track coupled dynamics* (Volume 1) [M]. 4th ed. Beijing: Science Press, 2015. (in Chinese)