

DOI: 10.3901/JME.2016.14.147

考虑轴箱轴承表面波纹度的高速车辆 振动特性分析*

刘国云 曾 京 戴焕云 罗 仁 高 浩
(西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031)

摘要: 采用 SIMPACK 动力学软件, 建立一高速车辆出现轴箱轴承表面波纹度缺陷的动力学计算模型, 将轴承假设为只有外圈和内圈两者之间的相互作用, 轴承中的滚子直接等效成若干个力元, 分别考虑轴承的内、外圈以及滚子表面波纹度对车辆振动特性的影响。仿真结果表明: 当轴承出现波纹度缺陷时, 轴箱振动加速度会增大, 而构架的加速度变化不大; 对于外圈表面波纹度, 会在特定频率及其倍频处出现峰值, 且当纹度波数等于或接近滚子数目或其倍数关系时, 轴箱会出现严重的振动; 对于内圈表面波纹度, 当波纹度数 $N_w \neq iZ \pm 1$ 且 $N_w \neq iZ$ (其中 i 为正整数) 时, 在所仿真的波数下可能会出现多种基频及其倍频成分, 否则只会产生特定的基频及其倍频成分; 对于滚子表面波纹度, 当滚子波纹度数目为偶数时, 只会出现特定的基频及其倍频成分, 且在特征频率旁边存在着调制边带; 随着滚子波纹度数目的变化, 三种情况下的轴箱振动加速度幅值会在波纹度数目等于滚子数目处产生峰值点, 且随着波纹度幅值的增加, 三种情况下的轴箱的振动均变得越来越剧烈。

关键词: 轴承; 波纹度; 高速车辆; 振动

中图分类号: U271

Vibration Performance of High-speed Vehicles under Axle Box Bearing Surface Waviness

LIU Guoyun ZENG Jing DAI Huanyun LUO Ren GAO Hao
(Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031)

Abstract: A computational model for a high speed vehicle with surface waviness in axle box roller bearings is established using the dynamic package SIMPACK. It is assumed that there only existed interactions between the outer ring and inner ring for the bearing, so that the bearing rollers are directly equivalent as several force elements. Then, the waviness located on the inner and outer rings and roller surfaces are considered and their influences on the vertical vibrations of the vehicle system are analyzed. The simulation results show that the axle box bearing surface waviness can increase the axle box acceleration, but has little effect on the bogie frame acceleration. When the waviness is located on the outer ring surface, the peak amplitude of vibration appears at a particular frequency and its multiple frequency. And the sever vibrations occurs when the number of balls and waves are equal or nearly equal. When the waviness is located on the inner ring surface, for the number of waves is not equal $iZ \pm 1$ or iZ , the peak amplitude of vibration appears at many particular frequencies and its multiple frequencies, otherwise the peak amplitude of vibration appears at a particular frequency and its multiple frequency. When the waviness is located on the roller surface and the number of wave is even, the peak amplitude of vibration appears at a particular frequency and its multiple frequency with a sideband. As the number of wave change, the axle box acceleration amplitude will appears peak value when the number of waviness is equal to the number of rollers under the three cases, and with the increase of waviness amplitude, the vibration of the axle box also become more and more intense.

Key words: bearing; waviness; high speed vehicle; vibration

0 前言

在金属切削加工中, 由于机床精度不良、夹紧定位误差或各种振动等因素的影响, 使得切削加工

出的机械零件会出现波纹度等几何形状误差^[1]。作为广泛应用于旋转机械中的基础机械部件, 轴承是影响整个旋转机械系统性能的最关键零件^[2]。虽然现代加工工艺和加工精度得到了明显改善和提高, 但波纹度作为轴承分布式加工缺陷, 仍无法消除^[3]。当轴承滚道表面存在波纹度时, 波纹度会引起周期性的位移激励, 导致滚动体与滚道之间接触力周期性变化^[4]。这将直接影响整个系统的可靠性和安全

* 国家自然科学基金重点(61134002)、高铁联合基金(U1334206)和国家自然科学基金(51475388)资助项目。20151205 收到初稿, 20160503 收到修改稿

性, 引发滚动轴承及轴承系统的振动和噪声。

对于轴承滚道和滚子波纹度的研究, 国内外许多学者都做了大量的工作。TALLIAN 等^[5]研究了轴承振动与表面质量之间的关系, 认为轴承表面某些阶次的波纹度在振动中占主导地位。CHOUDHURY 等^[6]根据理论模型预测了轴承在分布式缺陷影响下的振动响应。YHLAND^[7]通过试验方法, 研究了波纹度阶次变化对轴承轴向和径向振动频率的影响规律。ONO 等^[8]分析了轴承外圈表面波纹度对汽车传动系统的振动特性的影响, 并且考虑了不同波纹度数目、径向间隙以及轴不平衡等因素。HARSHA 等^[9]建立了滚动轴承的运动微分方程, 考虑了滚子与滚道之间的非线性, 并将表面波纹度描述为与其尺寸相关的正弦函数, 研究了滚道表面波纹度阶次对轴承振动特性影响的规律。张耀强等^[10]建立了考虑滚动轴承内外圈滚道表面波纹度的轴承-转子系统的动力学方程, 分析了波纹度对转子系统非线性动力特性的影响。SU 等^[11]提出了几何缺陷下轴承频率特征的数学模型, 分析了几何表面缺陷对轴承解调频谱的影响。邵建敏等^[12]采用计算机模拟的方法, 分析了球轴承各部件接触表面的波纹度对轴承系统振动的影响。张文平等^[13]以轴承内外圈和滚动体表面的波纹度为例, 从理论上推导了波纹度阶数与系统振动频率的关系。许立新等^[14]以含深沟球轴承的曲柄滑块机构为例, 分析了轴承滚道表面局部式缺陷和分布式波纹度缺陷对机构动力学特性的影响。邓四二等^[15]利用能量守恒定律, 研究了角接触球轴承零件工作表面的波纹度对轴承摩擦力矩波动性的影响。

作为高速列车中的关键零部件, 轴承一旦出现故障, 会导致热轴、燃轴和切轴等事故的发生, 其状态好坏直接关系到列车的运行安全。据相关文献统计, 轮对轴承故障是列车的主要故障类型^[16]。虽然很多学者都已研究了类似零部件的表面不圆对列车振动的影响及成因^[17-19], 但是轴箱轴承表面波纹度对列车振动特性的影响研究的相关文献还基本找不到。由于轴箱轴承在车辆日常运用检修中仅做外观检查, 不作解体检查。因此, 对轴承在运用中出现的各类故障就不易事先发现, 不利于消除事故隐患。因此研究轴承各种异常状态的检测手段, 以便及时发现轴承缺陷故障, 并把这种方法应用到检查铁路车辆轴箱轴承方面, 就可以实现不分解轴承而能发现其缺陷故障, 对及时、准确地发现车辆系统中的故障状态具有重大意义。在以上研究的基础上, 本文根据轴承内外圈和滚子波纹度的特点, 建立了高速列车轴箱轴承波纹度状态下的动力学计算模

型, 分析了轴承波纹度状态下的高速列车的振动特性。

1 圆锥滚子轴承受力分析

目前, 高速列车所采用的轮对轴承主要是圆柱滚子轴承和圆锥滚子轴承, 因圆锥滚子轴承在高速、高负荷工况下产生的热量要低于圆柱滚子轴承, 所以高速车辆采用圆锥滚子轴承较多, 其结构如图 1 所示^[20], 包括若干个滚子、内外圈以及保持架。

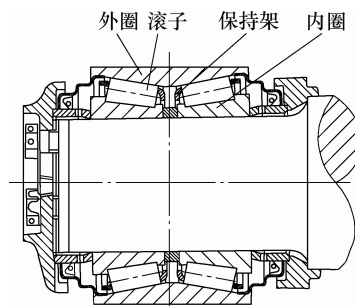
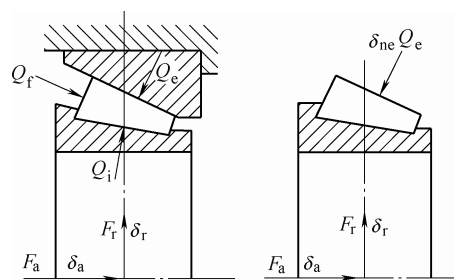


图 1 圆锥滚子轴承结构简图

如图 2 所示, 当圆锥滚子轴承承受径向载荷 F_r 和轴向载荷 F_a 后, 其内圈相对于外圈将产生径向位移 δ_r 和轴向位移 δ_a 。注意到滚子与外圈只有一个接触载荷 Q_e , 因此可以将滚子-内圈作为力学分析的隔离体(图 3)。这样, 将各个滚子的接触载荷 Q_e 分别往径向和轴向进行叠加, 并与外载荷平衡, 就可以得到轴承的平衡方程。



(a) 轴承载荷 (b) 滚子内圈隔离体

图 2 圆锥滚子轴承受力示意图

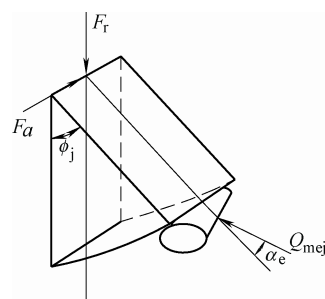


图 3 力的平衡

对于对数曲线修形的圆锥滚子, 当滚道的接触

角和滚子的半锥角都较小时, 根据 Palmgren 公式可以求出外滚道接触处的总刚度系数 K_{nc} [21]。

$$K_{nc} = 8.06 \times 10^4 l^{0.89} \left[1 + c_i^{0.9} \cos(\alpha_e - \alpha_i) \right]^{-10/9} \quad (1)$$

$$c_i = \frac{\sin(\alpha_e + \alpha_f)}{\sin(\alpha_i + \alpha_f)} \quad (2)$$

式中, l 为滚子的有效长度; α_e 为滚子与外圈的接触角; α_i 为滚子与内圈的接触角; α_f 为滚子与挡边的接触角。

假设双列滚子轴承的两个轴承运动状态完全一样, 因此可以将两个外圈视为一体, 两个内圈也视为一体。考虑轴承的初始径向间隙 h_ϕ 和滚道、滚子表面波纹度引起的位移激励 H , 以径向位移作为参考方向(定义方位角 $\phi_j = 0$ 的位置), 在方位角 ϕ_j 处, 滚子眼外滚道接触法线方向的总位移为(与外圈接触的法线方向) [22]

$$\delta_{1nj} = \left[\delta_r \cos \varphi_{1j} - 0.5 h_\phi (1 - \cos \varphi_{1j}) \right] \cos \alpha_e + \delta_a \sin \alpha_e + H \quad (3)$$

$$\delta_{2nj} = \left[\delta_r \cos \varphi_{2j} - 0.5 h_\phi (1 - \cos \varphi_{2j}) \right] \cos \alpha_e - \delta_a \sin \alpha_e + H \quad (4)$$

根据每个滚子的接触变形, 可以得到每个滚子处的接触载荷

$$Q_{mej} = \begin{cases} K_{nc} \delta_{mnj} & \delta_{mnj} > 0 \\ 0 & \delta_{mnj} \leq 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中, m 为列数, $m = 1, 2$ 。

如图 3 所示, Q_{mej} 在 F_r 和 F_a 方向上的分量分别为

$$Q_{merj} = Q_{mej} \cos \alpha_e \cos \phi_{mj} \quad (6)$$

$$Q_{meaj} = Q_{mej} \sin \alpha_e \quad (7)$$

因此, 轴承的平衡方程可以表示为

$$\begin{cases} F_r - \sum_{m=1}^2 \sum_{j=1}^Z Q_{merj} = 0 \\ F_a - \sum_{m=1}^2 \sum_{j=1}^Z Q_{meaj} = 0 \end{cases} \quad (8)$$

2 轴承波纹度的模拟

当轴承的滚道表面不存在波纹度时, 滚道表面为光滑曲面, 滚动体与滚道之间接触面的曲率半径始终为恒定值; 当轴承滚道表面存在波纹度时, 滚道表面由光滑曲面变为波纹曲面, 如图 4 所示 [23-24]。

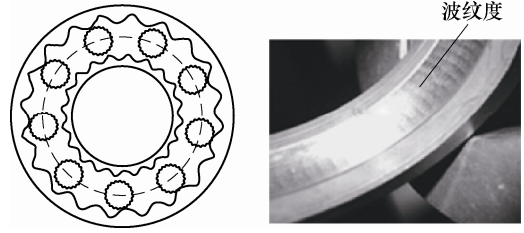


图 4 轴承表面波纹度示意图

根据文献[9], 滚动轴承滚道表面波纹度的形状可以假设为正弦波形, 且波纹度的波长远大于滚动体与滚道之间的 Hertz 接触面积的尺寸。因此, 对于任意位置 L_{ws} 处, 轴承滚道表面波纹度 A 的表达式为

$$A = \sum_{s=1}^{N_w} A_{ws} \sin \left(\frac{2\pi L_{ws}}{\lambda_{ws}} \right) \quad (9)$$

式中, N_w 为波纹度总个数; A_{ws} 为第 s 个波纹度的幅值; λ_{ws} 为第 s 个波纹度的平均波长, 其表达式为

$$\lambda_{ws} = \begin{cases} \theta_{ws} R_i & \text{波纹度在内圈上} \\ \theta_{ws} R_o & \text{波纹度在外圈上} \end{cases} \quad (10)$$

式中, R_i 为内圈滚道半径; R_o 为外圈滚道半径; θ_{ws} 为第 s 个波纹度对应的弧度角, 且满足如下关系式

$$\sum_{s=1}^{N_w} \theta_{ws} = 2\pi \quad (11)$$

L_{ws} 的表达式为

$$L_{ws} = \begin{cases} \theta_{dj} R_i & \text{波纹度在内圈上} \\ \theta_{dj} R_o & \text{波纹度在外圈上} \end{cases} \quad (12)$$

式中, θ_{dj} 为第 j 个滚动体在 t 时刻与滚道之间的接触角, 其表达式为 [24]

$$\theta_{dj} = \begin{cases} \frac{2\pi}{Z} (j-1) + \omega_c t + \theta_{ox} & \text{波纹度在外圈上} \\ \frac{2\pi}{Z} (j-1) + (\omega_c - \omega_s) t + \theta_{ox} & \text{波纹度在内圈上} \end{cases} \quad (13)$$

式中, Z 为滚动体的总个数; j 表示的是第 j 个滚动体, $j = 1, 2, \dots, Z$; θ_{ox} 为第 1 个滚动体相对于 X 轴的初始角位置; ω_c 为保持架的角速度; ω_s 为内圈的角速度。

在本文的计算中, 假设滚道表面上的 N_w 个波纹的波长都相等, 这样的话, $\lambda_{ws} = \pi D / N_w$ (D 为滚道表面的直径), 在某时刻 t , 轴承滚道表面波纹度在第 j 个滚子处产生的轴承间隙变化量 H 为

$$H = A_{ws} \sin(N_w \theta_{dj}) \quad (14)$$

当滚子表面出现波纹度时, 其形状也可以假设

成正弦波形^[25], 如图 5 所示。对于任意位置 L_{ws} 处, 轴承滚道表面波纹度 A_b 的表达式为

$$A_b = \sum_{s=1}^{N_w} A_{ws} \sin\left(\frac{2\pi L_{ws}}{\lambda_{ws}}\right) \quad (15)$$

式中, N_w 为波纹度总个数; A_{ws} 为第 s 个波纹度的幅值; λ_{ws} 为第 s 个波纹度的平均波长, 其表达式为

$$\lambda_{ws} = \theta_{ws} R_b \quad (16)$$

式中, R_b 为内圈滚道半径; θ_{ws} 为第 s 个波纹度对应的弧度角, 且满足如下关系式

$$\sum_{s=1}^{N_w} \theta_{ws} = 2\pi \quad (17)$$

L_{ws} 的表达式为

$$L_{ws} = \theta_d R_b \quad (18)$$

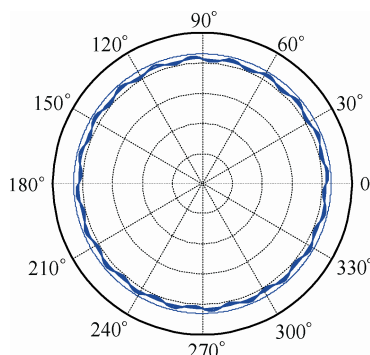


图 5 轴承滚子波纹度示意图

假设第 k 个滚子出现表面波纹度, 且第 1 个滚子在初始时刻的角位置为 0。则在某时刻 t , 滚子表面波纹度与外圈和内圈的接触角 θ_d 的表达式为^[21]

$$\theta_{dk} = \begin{cases} \frac{2\pi}{Z}(k-1) + \omega_b t & \text{与外圈接触} \\ \frac{2\pi}{Z}(k-1) + \omega_b t + \pi & \text{与内圈接触} \end{cases} \quad (19)$$

式中, k 表示的是第 k 个滚动体, $k=1, 2, \dots, Z$; ω_b 为滚子自旋角速度。

同样地, 假设滚子表面上的 N_w 个波纹的波长都相等, 这样的话, $\lambda_{ws} = \pi D_b / N_w$ (D_b 为滚子直径), 在某时刻 t , 滚子表面波纹度与外圈和内圈接触时产生的轴承间隙变化量 H_1 为

$$H_1 = A_{ws} \sin(N_w \theta_{dk}) \quad (20)$$

因此, 对于表面有波纹度的轴承, 在式(3)和式(4)的基础上再加上因波纹度所引起的轴承间隙变化量 H 或者 H_1 , 就可以得到实际的接触法向变形量。

3 车辆动力学模型的建立

轴承在实际工作过程中, 内部运动及相互之间

的作用十分复杂。本文对于轴箱轴承的建模, 将其等效成只有外圈和内圈两者之间的相互作用模型, 没有考虑滚子、保持架、多种润滑状态下的接触面油膜厚度、轴承各元件表面粗糙度、润滑油流变特性引起的拖动力等因素, 且假设双列滚子轴承的两个轴承运动状态完全一样, 因此可以将两个外圈视为一体, 两个内圈也视为一体。本文采用的轴承等效模型如图 6 所示, 将轴承中的滚子直接等效成力元, 这样, 轴承外圈和内圈之间的相互作用就通过若干个力元来传递, 这些力的大小可通过式(1)~(8)来计算, 在 SIMPACK 软件中可通过自带的 expression 功能实现。

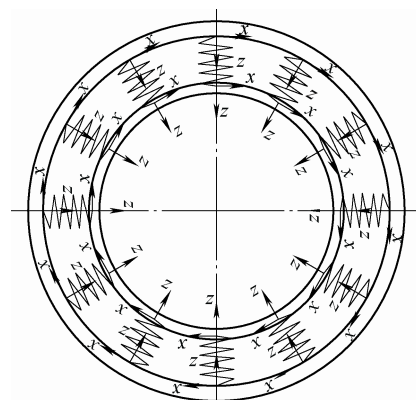


图 6 轴承等效模型

本文轴承模型的相关参数如表 1 所示^[22], 正常工况下仿真所得到某两个位置处滚子的径向接触载荷如图 7 所示, 内外圈之间的纵向相对位移如图 8 所示, 其中车辆运行速度为 100 km/h, 轨道谱采用武广谱。

表 1 仿真模型中轴承参数

参数	数值
滚子平均直径 D_b /mm	23.0
滚子组节圆直径 D_{pw} /mm	180.5
单列滚子数 Z	21
内圈接触角 α_i /($^\circ$)	7.75
外圈接触角 α_e /($^\circ$)	10
滚子有效长度 L_{pw} /mm	45.0

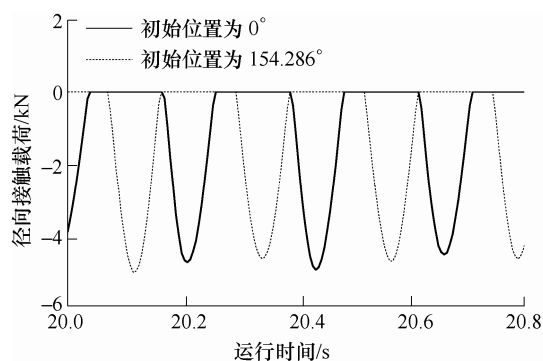


图 7 轴承滚子处的径向接触载荷

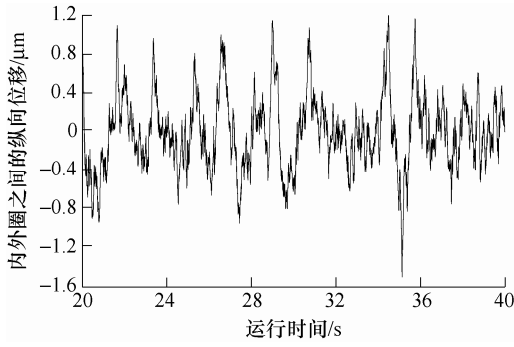


图 8 内外圈之间的纵向相对位移

因此, 所建立的车辆系统模型由车体(1 个)、构架(2 个)、轴箱(8 个)、轮对(4 个)、轴承外圈(1 个)、轴承保持架(1 个)和轴承内圈(1 个)组成。车体和构架分别有 6 个自由度, 轮对有 4 个独立自由度(纵向、横向、点头、摇头), 轴箱有 1 个独立自由度, 轴承内圈与轮对之间没有相对运动, 轴承外圈与轴承内圈之间有 4 个自由度(x 、 y 和 z 三个方向的平动以及绕 y 轴的转动), 保持架与轴承内圈只有 1 个自由度(绕 y 轴转动), 外圈与车箱箱体配合, 外圈与轴箱之间的相对转速可设置为 0。

车辆采用转臂定位, 一系安装有钢簧和减振器, 二系由空气弹簧、横向止挡、抗蛇行减振器、横向减振器、牵引拉杆和抗侧滚扭杆等组成。

4 仿真结果

本文所考虑的波纹度为均匀分布在轴承表面上的波纹度, 即表面上只有同一种波长的波纹度, 包括外圈、内圈及滚子波纹度。在仿真中, 车辆的运行速度为 300 km/h, 轨道谱采用武广线实测线路谱, 轴承表面波纹度的最大幅值为 $2 \mu\text{m}$ 。定义 f_{ic} 为单个滚动体在内圈滚道上的通过频率, f_r 为内圈旋转频率, f_c 为保持架的旋转频率, f_{bc} 为滚动体的自转频率, 则它们的表达式为

$$f_c = \frac{f_r}{2} \left[1 - \frac{D_b}{D_p} \cos \alpha \right] \quad (21)$$

$$f_{ic} = \frac{f_r}{2} \left[1 + \frac{D_b}{D_p} \cos \alpha \right] \quad (22)$$

$$f_{bc} = \frac{f_r}{2} \frac{D_p}{D_b} \left[1 - \left(\frac{D_b}{D_p} \cos \alpha \right)^2 \right] \quad (23)$$

式中, D_b 为滚动体的直径; D_p 为滚动轴承的节径; α 为接触角。通过计算, 当车辆的运行速度为 300 km/h 时, 根据表 1 的参数, 可以计算出 $f_c = 13.48 \text{ Hz}$, $f_r = 30.84 \text{ Hz}$, $f_{ic} = 17.36 \text{ Hz}$, $f_{bc} = 119.2 \text{ Hz}$ 。图

9 为正常情况下轴箱垂向振动加速度频谱图, 从图 9 可以看出, 在轨道不平顺的激励下, 轴箱的垂向振动加速度的主频在 60 Hz 左右。

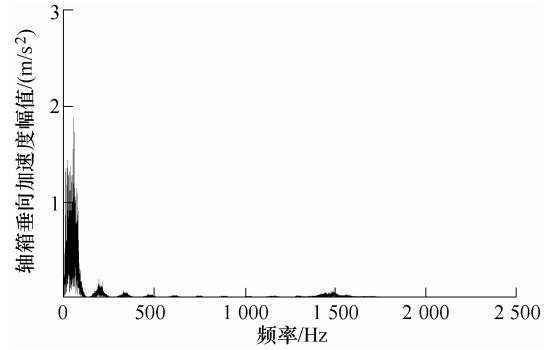


图 9 不考虑波纹度的轴箱垂向振动加速度频谱图

4.1 外圈波纹度

为了研究轴箱轴承外圈波纹度阶次对轴箱垂向振动加速度的影响, 设定仿真参数为: 外圈波纹度的最大幅值被设置为 $2 \mu\text{m}$, 车辆运行速度为 300 km/h, 外圈波纹度波数 $N_w = 12, 16, 20, 21, 22, 26, 30, 34, 38, 41, 42$ 和 43。在不同波纹度波数的轴承外圈波纹度激励下, 轴箱垂向振动加速度的仿真结果如图 10 所示。从图 10 可以看出, 在所仿真的波数下(包括 $N_w = iZ \pm 1$ 的情况, 其中 i 为正整数)均出现了 $Zf_c = 283 \text{ Hz}$ 的峰值频率及其倍频成分, 与滚动体通过外圈滚道频率的理论计算值 $Zf_c = 283.08 \text{ Hz}$ 接近, 二者基本吻合, 这与文献^[8]中的结果是类似的; 当外圈波纹度波数 $N_w = 21$ 和 42, 即波纹度波数等于滚子数目或其倍数关系时, 轴箱出现了严重的振动。

4.2 内圈波纹度

为了研究轴箱轴承内圈波纹度阶次对轴箱垂向振动加速度的影响, 设定仿真参数与第 4.1 节相同, 即: 波纹度的最大幅值被设置为 $2 \mu\text{m}$, 车辆运行速度为 300 km/h, 波纹度波数 $N_w = 12, 16, 20, 21, 22, 26, 30, 34, 38, 41, 42$ 和 43。在不同波纹度波数的轴承内圈波纹度激励下, 轴箱垂向振动加速度的仿真结果如图 11 所示。从图 11 可以看出, 当 $N_w \neq iZ \pm 1$ 且 $N_w \neq iZ$ (其中 i 为正整数)时, 在所仿真的波数下可能会出现多种基频及其倍频成分, 且基频的频率等于 $pZf_c \pm qf_r$ (p 和 q 为正整数); 当 $N_w = iZ \pm 1$ (其中 i 为正整数)时, 在所仿真的波数下出现 $iZf_c \pm f_r$ 的基频及其倍频成分; 当 $N_w = iZ$ (其中 i 为正整数)时, 在所仿真的波数下出现 iZf_c 的基频及其倍频成分; 从表 3 和表 4 可以看出, 随着波纹度数目的变化, 轴箱的振动加速度幅值会在波纹度数目等于滚子数目处产生峰值点。

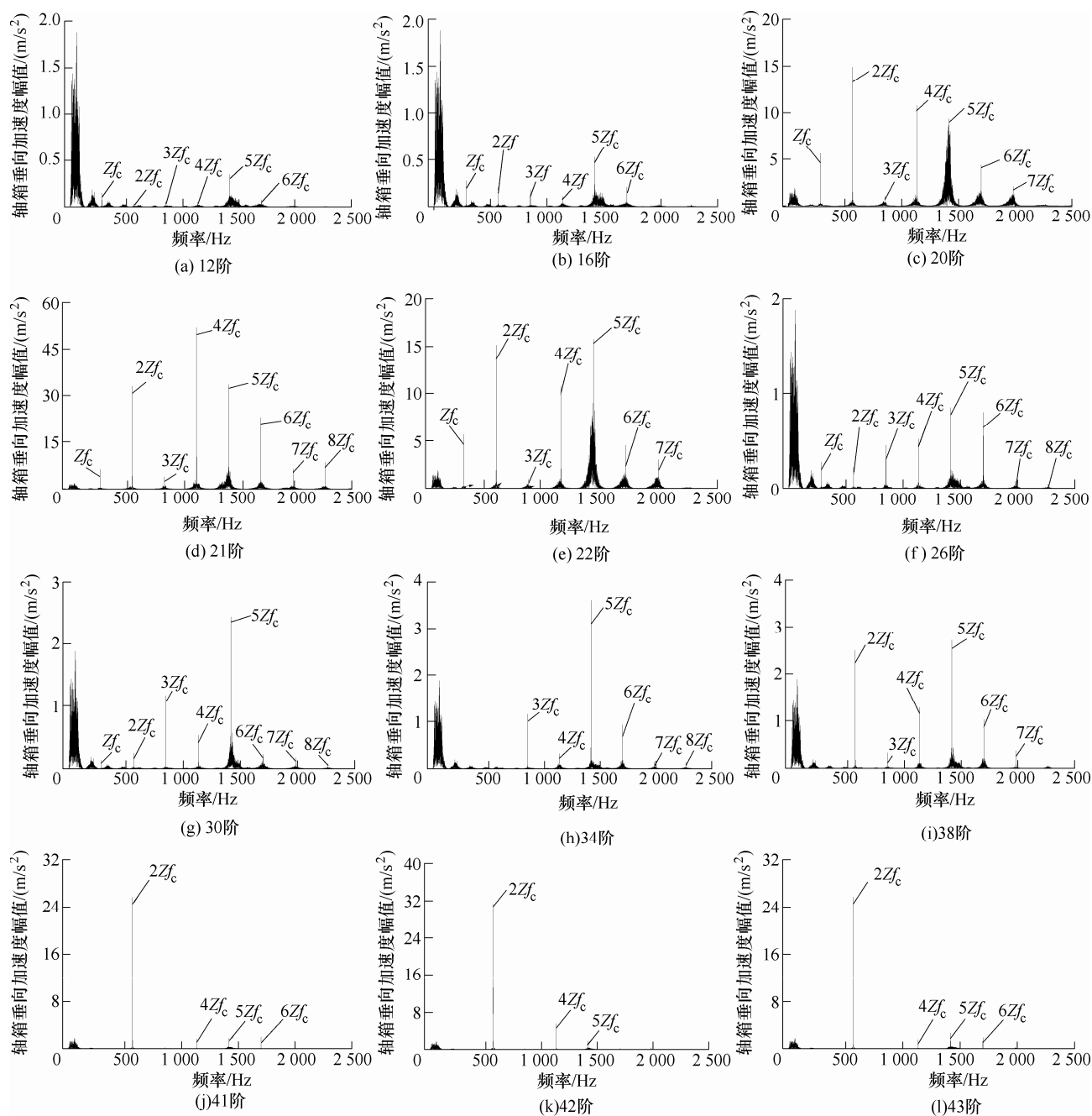


图 10 不同外圈波数下轴箱垂向振动加速度频谱图

4.3 滚子波纹理度

为了研究轴箱轴承滚子波纹理度阶次对轴箱垂向振动加速度的影响, 设定仿真参数为: 波纹理度的最大幅值被设置为 $2\ \mu\text{m}$, 车辆运行速度为 $300\ \text{km/h}$, 波纹理度波数 $N_w = 2, 4, 6, 20, 22$ 。由于考虑的波纹理度为均匀分布, 当滚子波纹理度阶次为奇数时, 滚子波纹理度所引起的位移变化为 0, 因此只需要考虑滚子波纹理度数为偶数的情况。在不同波纹理度波数的轴承滚子波纹理度激励下, 轴箱垂向振动加速度的仿真结果如图 12 所示。从图 12 可以看出, 当滚子波纹理度数目 $N_w = 2i$ (其中 i 为正整数) 时, 会出现 $N_w f_{bc}$

的基频及其倍频成分, 且在特征频率旁边存在着调制边带, 调制频率为保持架的旋转频率 $f_c = 13.48\ \text{Hz}$; 且随着滚子波纹理度数目的变化, 轴箱的振动加速度幅值会在波纹理度数目等于滚子数目处产生峰值点。

从表 2~5 可以看出, 轴承表面波纹理度对轴箱的垂向振动加速度影响很大, 对构架垂向加速度影响很小。这是由于计算模型中构架采用的是刚体模型, 当车辆运行速度为 $300\ \text{km/h}$ 时, 所考虑波纹理度阶次的波纹理度所引起的强迫振动的频率均超过了 $200\ \text{Hz}$, 远超出了构架的刚体模态频率范围, 再加上构架和轴箱之间设有一系悬挂元件, 会有效隔离一定

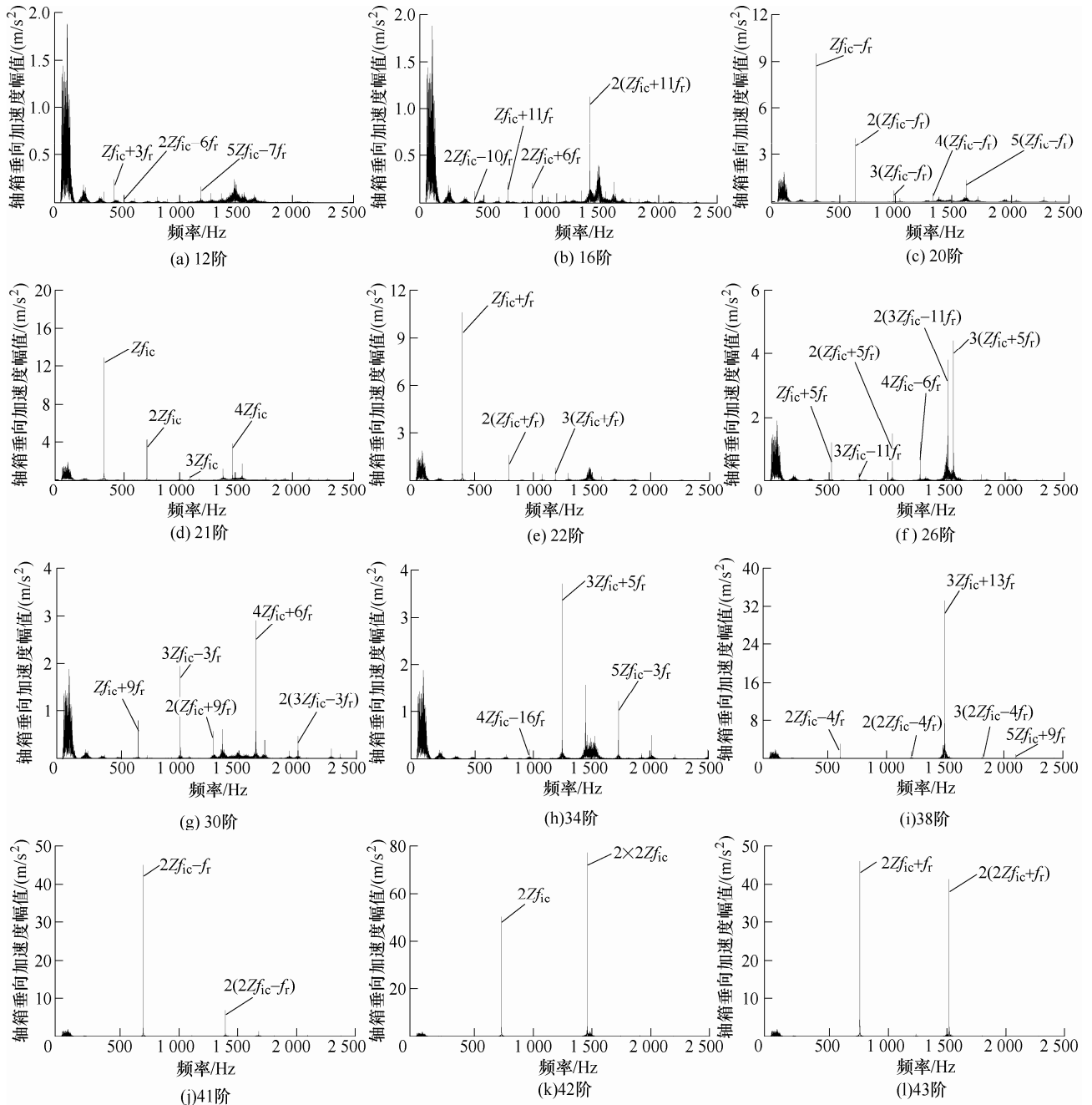


图 11 不同内圈波数下轴箱垂向振动加速度频谱图

的轴承缺陷所产生的强迫振动。因此轴承表面波纹度会引发滚动轴承及轴箱的振动和噪声, 从而影响车辆运行的可靠性和安全性。此外, 在某时刻, 轨道不平顺会引起向上的轴箱振动加速度, 而波纹度引起向下的加速度, 这样一叠加, 轨道不平顺和波纹度对轴箱振动加速度的作用可能会互相抵消。比如以外圈表面 12 阶和 16 阶波纹度的结果为例(滚子数目为 21), 理论上 12 阶波纹度所引起的振动加速度应要小于 16 阶波纹度所引起的振动加速度。而计算结果显示, 在两者的综合作用下, 16 阶的轴箱最大加速度小于 12 阶的轴箱最大加速度, 但方均根要

稍大于 12 阶所对应的方均根值。因此, 在轨道不平顺的激励下, 与最大值指标相比, 方均根指标能更好地反映振动剧烈程度。

4.4 波纹度幅值对振动的影响

为了研究轴箱轴承波纹度幅值对轴箱垂向振动加速度的影响, 设定仿真参数为: 车辆运行速度为 300 km/h, 波纹度阶次为 18, 波纹度最大幅值为 $1 \sim 8 \mu\text{m}$, 仿真结果如表 6 和表 7 所示。从表 6 和表 7 可以看出, 随着波纹度幅值的增加, 轴箱的振动是越来越剧烈。因此, 为减小轴承的振动和噪声, 控制轴承表面波纹度幅值是很必要的。

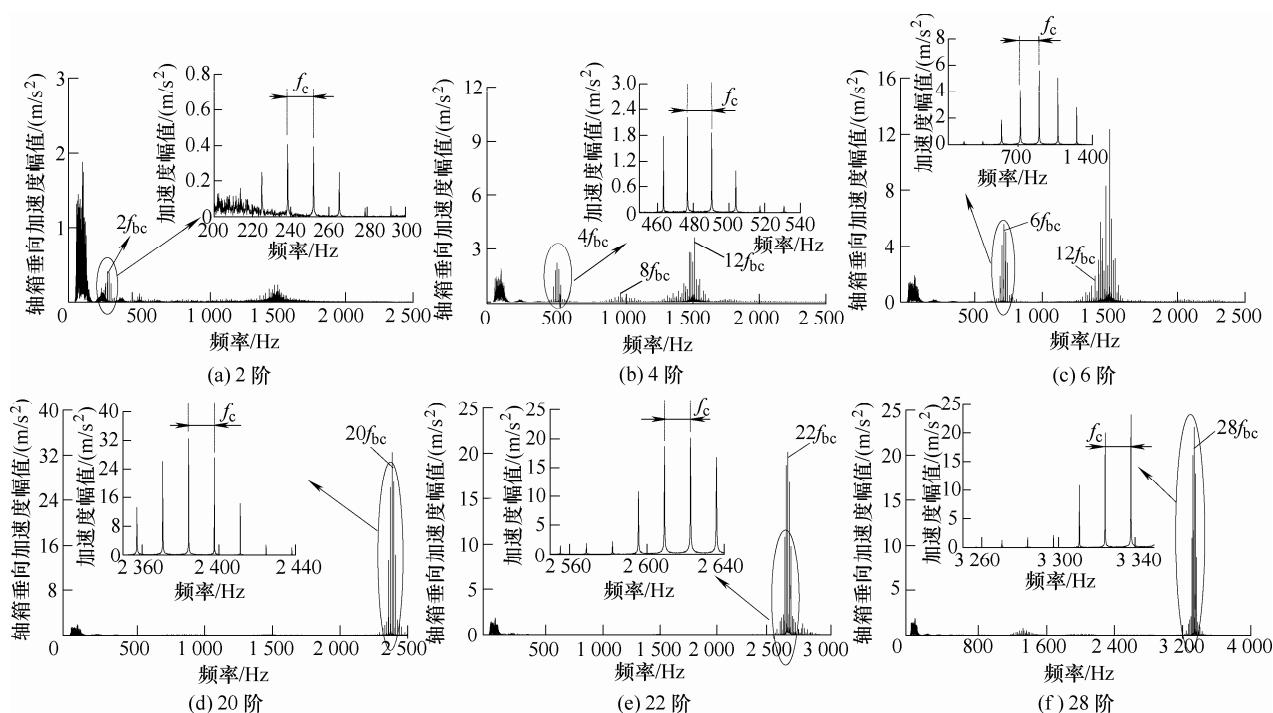


图 12 不同滚子波数下轴箱垂向振动加速度频谱图

表 2 正常工况下的垂向振动加速度 m/s^2

轴箱		构架	
最大值	方均根	最大值	方均根
49.60	10.60	14.98	4.21

表 3 不同滚道表面波纹度下的轴箱垂向加速度 m/s^2

波纹阶次	外圈		内圈	
	最大值	方均根	最大值	方均根
12	52.10	10.65	49.65	10.70
16	50.15	10.69	52.38	10.87
20	231.37	59.20	58.66	13.33
21	404.49	77.49	68.70	15.69
22	229.83	59.42	63.90	15.05
26	51.81	10.75	59.02	13.01
30	51.67	11.13	56.42	11.17
34	57.54	12.03	52.28	11.16
38	56.22	11.38	103.43	32.65
41	77.53	24.18	103.68	38.15
42	91.41	28.77	205.37	78.55
43	75.21	24.45	122.36	56.04

表 4 不同滚道表面波纹度下的构架垂向加速度 m/s^2

波纹阶次	外圈		内圈	
	最大值	方均根	最大值	方均根
12	14.98	4.21	14.98	4.21
16	14.98	4.21	14.98	4.21
20	15.03	4.21	14.99	4.21
21	15.08	4.21	15.03	4.21
22	15.03	4.21	14.99	4.21
26	14.98	4.21	14.98	4.21
30	14.98	4.21	14.98	4.21
34	14.98	4.21	14.98	4.21

(续)

波纹阶次	外圈		内圈	
	最大值	方均根	最大值	方均根
38	14.98	4.21	15.01	4.21
41	15.01	4.21	15.01	4.21
42	15.02	4.21	15.13	4.21
43	15.01	4.21	15.13	4.21

表 5 不同滚子表面波纹度下的垂向振动加速度 m/s^2

波纹阶次	轴箱		构架	
	最大值	方均根	最大值	方均根
2	49.18	10.67	14.98	4.21
4	56.18	12.30	14.98	4.21
6	91.71	20.35	14.98	4.21
20	152.09	40.01	14.98	4.21
22	152.09	40.71	14.98	4.21
28	129.92	31.74	14.98	4.21

表 6 不同波纹度幅值的轴箱垂向最大加速度 m/s^2

幅值/ μm	外圈	内圈	滚子
1	50.58	50.39	105.62
2	50.32	49.25	166.14
4	61.35	57.19	260.15
6	88.84	111.30	308.77
8	189.57	135.36	356.14

表 7 不同波纹度幅值的轴箱垂向加速度方均根值 m/s^2

幅值/ μm	外圈	内圈	滚子
1	10.64	10.62	25.83
2	10.78	10.73	47.46
4	12.38	12.52	83.36
6	23.90	22.87	109.77
8	49.94	37.60	136.58

5 结论

本文建立了只有外圈和内圈两者之间的相互作用的轴箱轴承等效模型,没有考虑滚子、保持架、多种润滑状态下的接触面油膜厚度、润滑油流变特性引起的拖动力等因素,且假设双列滚子轴承的两个轴承运动状态完全一样。通过对轴箱轴承的内、外圈以及滚子的均分分布的波纹度进行仿真分析,分析了表面波纹度对车辆垂向加速度的影响,可以得出以下结论。

(1) 轴承表面波纹度能使轴箱振动加剧,从而影响车辆运行的可靠性和安全性。

(2) 对于外圈表面波纹度,会在 Zf_c 的峰值频率及其倍频出现峰值,且当纹度波数等于或接近滚子数目或其倍数关系时,轴箱会出现严重的振动。

(3) 对于内圈表面波纹度,当 $N_w \neq iZ \pm 1$ 且 $N_w \neq iZ$ (其中 i 为正整数)时,在所仿真的波数下可能会出现多种基频及其倍频成分,且基频的频率等于 $pZf_c \pm qf_r$ (p 和 q 为正整数);当 $N_w = iZ \pm 1$ (其中 i 为正整数)时,会出现 $iZf_c \pm f_r$ 的基频及其倍频成分;当 $N_w = iZ$ (其中 i 为正整数)时,会出现 iZf_c 的基频及其倍频成分;随着内圈波纹度数目的变化,轴箱的振动加速度幅值会在波纹度数目等于滚子数目处产生峰值点。

(4) 对于滚子表面波纹度,当滚子波纹度数目 $N_w = 2i$ (其中 i 为正整数)时,会出现 $N_w f_{bc}$ 的基频及其倍频成分,且在特征频率旁边存在着调制边带,调制频率为保持架的旋转频率,且随着滚子波纹度数目的变化,轴箱的振动加速度幅值会在波纹度数目等于滚子数目处产生峰值点。

(5) 随着波纹度幅值的增加,轴箱的振动变得越来越剧烈。因此,为减小轴承的振动和噪声,控制轴承表面波纹度幅值是很必要的。

参 考 文 献

- [1] 梁国明. 表面光洁度和波纹度[M]. 北京: 北京科学技术出版社, 1984.
LIANG Guoming. Surface finish and waviness[M]. Beijing: Beijing Science and Technology Press, 1984.
- [2] GUPTA P K. 滚动轴承动力学分析[M]. 武汉: 湖北科学技术出版社, 1990.
GUPTA P K. Advanced dynamics of rolling elements[M]. Wuhan: Hubei Science and Technology Press, 1990.
- [3] 郑红威, 王风涛, 吉博文. 外圈波纹度对圆柱滚子轴承动态特性影响的研究[J]. 机械设计与制造, 2014(12):

82-84, 88.

ZHENG Hongwei, WANG Fengtao, JI Bowen. The study for effect of outer race waviness on the dynamic behavior of cylindrical roller bearing[J]. Machinery Design and Manufacture, 2014(12): 82-84, 88.

- [4] 杜秋华, 杨曙年. 考虑润滑和波纹度影响的球轴承径向刚度[J]. 振动与冲击, 2007, 26(10): 152-156, 194.
DU Qiuhua, YANG Shunian. Radial stiffness of ball bearings considering influences of surface waviness and lubrication[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 26(10): 152-156, 194.
- [5] TALLIAN T E, GUSTAFSSON O G. Progress in rolling bearing vibration research and control[J]. ASLE Transactions, 1965, 8(3): 195-207.
- [6] CHOUDHURY A, TANDON N. A theoretical model to predict vibration response of rolling bearings to distributed defects under radial load[J]. SME Journal of Vibration and Acoustics, 1998, 120: 214-220.
- [7] YHLAND E M. Waviness measurement-an instrument for quality control in rolling bearing industry[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering, 1967, 182(11): 438-445.
- [8] ONO K, OKADA Y. Analysis of ball bearing vibrations caused by outer race waviness[J]. Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME, 1998, 120(4): 901-908.
- [9] HARSHA S P, SANDEEP K, PRAKASH R. Non-linear dynamic behaviors of rolling element bearings due to surface waviness[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 272(3-5): 557-580.
- [10] 张耀强, 陈建军, 邓四二, 等. 考虑表面波纹度的滚动轴承-转子系统非线性动力特性[J]. 航空动力学报, 2008, 23(9): 1731-1736.
ZHANG Yaoqiang, CHEN Jianjun, DENG Sier, et al. Nonlinear dynamic characteristics of a rolling bearing-rotor system with surface waviness[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(9): 1731-1736.
- [11] SU Y T, LIN M H, LEE M S. The effects of surface irregularities on roller bearing vibrations[J]. Journal of Sound and Vibration, 1993, 165(3): 455-466.
- [12] 邵建敏, 王伟. 表面波纹度对球轴承振动影响的模拟分析[J]. 郑州工学院学报, 1994, 15(3): 67-72.
SHAO Jianmin, WANG Wei. Vibration of a ball bearing by waviness-computer simulation[J]. Journal of Zhengzhou Institute of Technology, 1994, 15(3): 67-72.
- [13] 张文平, 吴云鹏. 基于表面特征的滚动轴承振动模型研

- 究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2007, 28(5): 528-531.
- ZHANG Wenping, WU Yunpeng. Research on a vibration model of rolling bearings based on surface characteristics[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2007, 28(5): 528-531.
- [14] 许立新, 杨玉虎. 一种考虑轴承缺陷影响的机构动力学分析方法[J]. 机械工程学报, 2015, 51(19): 101-108.
- XU Lixin, YANG Yuhu. General method for dynamic analysis of mechanisms considering the effect of bearing defects[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(19): 101-108.
- [15] 邓四二, 李兴林, 汪久根, 等. 角接触球轴承摩擦力矩波动性分析[J]. 机械工程学报, 2011, 47(23): 104-112.
- DENG Sier, LI Xinglin, WANG Jiugen, et al. Analysis on the friction torque fluctuation of angular contact ball bearings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(23): 104-112.
- [16] CHOE H C, WAN Y, CHAN A K. Neural pattern identification of railroad wheel-bearing faults from audible acoustic signals: Comparison of FFT, CWT, and DWT features[J]. SPIE Proceedings on Wavelet Applications, 1997(3078): 480-496.
- [17] 罗仁, 曾京, 郭平波, 等. 高速列车车轮不圆顺磨损仿真及分析[J]. 铁道学报, 2010, 32(5): 30-35.
- LUO Ren, ZENG Jing, WU Pingbo, et al. Simulation and analysis of wheel out-of-roundness wear of high-speed Train[J]. Journal of the China Railway Society, 2010, 32(5): 30-35.
- [18] 李伟, 李言义, 张雄飞, 等. 地铁车辆车轮多边形的机理分析[J]. 机械工程学报, 2013, 49(18): 17-22.
- LI Wei, LI Yanyi, ZHANG Xiongfei, et al. Mechanism of the polygonal wear of metro train wheels[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(18): 17-22.
- [19] 马卫华, 罗世辉, 宋荣荣. 地铁车辆车轮多边形化形成原因分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(24): 106-111.
- MA Weihua, LUO Shihui, SONG Rongrong. Analyses of the form reason of wheel polygonization of subway vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(24): 106-111.
- [20] 严隽毫, 傅茂海. 车辆工程[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2008.
- YAN Junmao, FU Maohai. Vehicle engineering[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2008.
- [21] 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. The analytical calculation and application of rolling bearings[M]. Beijing: China Mechine Press, 2009.
- [22] 颜家森, 朱龙泉, 赵三星, 等. 高速铁路轴箱轴承载荷分布分析[J]. 轴承, 2012(10): 12-16.
- YAN Jiasen, ZHU Longquan, ZHAO Sanxing, et al. Analysis on load distribution of high-speed railway axle box bearings[J]. Bearing, 2012(10): 12-16.
- [23] PATIL M S, MATHEW J, RAJENDRAKUMAR P K, et al. A theoretical model to predict the effect of localized defect on vibrations associated with ball bearing[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2010, 52(9): 1193-1201.
- [24] 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 Jing. Nonlinear vibration mechanisms and modeling of defects in rolling element bearings[D]. Chongqing: Chongqing University, 2014.
- [25] WANG Liqin, CUI Li, ZHENG Dezhi, et al. Nonlinear dynamics behaviors of a rotor roller bearing system with radial clearances and waviness considered[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2008, 21(1): 86-96.
-
- 作者简介: 刘国云(通信作者), 男, 1989 年出生, 博士研究生。主要研究方向为车辆系统动力学。
E-mail: lgyml@163.com
- 曾京, 男, 1963 年出生, 博士, 教授。主要研究方向为车辆系统动力学。
E-mail: zeng@swjtu.edu.cn