

基于随机振动环境归纳的车辆设备疲劳寿命估计

厉鑫波, 周劲松, 宫 岛, 尤泰文, 邓辰鑫

(同济大学 铁道与城市轨道交通研究院, 上海 201804)

摘要: 针对车辆设备疲劳寿命估计时的复杂振动环境特点, 提出一种适用于车辆设备的随机振动环境归纳方法, 并基于此归纳方法给出了一种车辆设备疲劳寿命估计流程。通过参数假设检验合并振动环境数据, 估计样本的容差上限, 得到实测谱和规范谱。以某型地铁车辆轴箱吊耳疲劳断裂为例, 对实测应力进行统计分析, 并将实测谱和规范谱作为激励, 仿真计算吊耳的疲劳寿命。结果表明, 相比于实测应力下的疲劳结果, 实测谱和规范谱的仿真结果的相对误差分别为 1.8% 和 4.1%, 证明提出的振动环境归纳方法及疲劳寿命估计方法可靠性高, 可为实际工程应用提供参考。

关键词: 随机振动; 归纳; 车辆设备; 频域疲劳分析

中图分类号: U270

文献标志码: A

analyzed, and the measured spectrum and the normalized spectrum are used as excitation to simulate the fatigue life of the lug. The results show that compared with the fatigue result at the measured stress, the relative errors of the simulation results of the measured spectrum and the normalized spectrum are 1.8% and 4.1%, respectively, which proves that the proposed vibration environment inductive method and the fatigue life estimation method are highly reliable and can provide references for practical engineering applications.

Key words: random vibration; inductive method; rail vehicle equipment; frequency domain fatigue analysis

Fatigue Lifetime Estimation of Rail Vehicle Equipment Based on Inductive Method of Random Vibration Environment

LI Xinbo, ZHOU Jinsong, GONG Dao, YOU Taiwen, DENG Chenxin

(Institute of Rail Transit, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Aimed at the characteristics of complex vibration environment when estimating the fatigue life of rail vehicle equipment, an inductive method of random vibration environment suitable for rail vehicle equipment is proposed, and a fatigue life estimation process of rail vehicle equipment is solved based on the inductive method. Combining the vibration environment data in the parameter hypothesis test, the upper tolerance limit of the sample is estimated, and the measured spectrum and the normalized spectrum are obtained. Taking the fatigue fracture of the axle box lug of a certain type of subway vehicle as an example, the measured stress is statistically

为了更好地满足国民经济和社会发展的需要, 现代轨道车辆不断向高速、重载、轻量化方向发展, 车辆结构振动愈发强烈, 由此引发的车体及其设备疲劳失效将会对乘客生命财产安全造成重大威胁。国内外学者已对轨道车辆的关键结构及部件进行了大量的疲劳机理分析和方法研究, 为轨道车辆的疲劳设计提供依据: 马思群等^[1]提出一种含初始焊接缺陷的动车组车体疲劳寿命的评估方法, 基于结构应力法, 预测了车体关键焊缝的疲劳寿命, 并证实不同的初始焊接缺陷对于车体疲劳的显著影响。Nejad 等^[2]通过有限元法预测了车轮在轮轨接触载荷和热处理后的残余应力共同影响下的疲劳裂纹发展情况, 分析结果与现场实测结果有较好的吻合。Náhlík 等^[3]提出了一种基于线性弹性断裂力学理论的车轴疲劳寿命估算方法, 可以估算初始裂纹的位置及其发展趋势。但是上述针对轨道车辆的疲劳分析, 均未考虑实测激励, 而实际车辆往往运行在宽频、时变、强非线性及强耦合的振动环境下。当下, 国内外鲜有学者对轨道车辆承受的载荷进行统计分

收稿日期: 2019-12-04

基金项目: 国家自然科学基金(51805373); “十二五”国家科技支撑计划(2015BAG19B02)

第一作者: 厉鑫波(1995—), 男, 博士生, 主要研究方向为车辆振动与噪声控制、车辆结构强度。

E-mail: xinboli_tj@163.com

通信作者: 周劲松(1969—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为车辆系统动力学、车辆振动与噪声控制、

车辆结构强度。E-mail: jinsong.zhou@tongji.edu.cn



论文
拓展
介绍

析,通常直接采用IEC61373标准作为振动疲劳计算主要载荷,未考虑线路和车辆的差异性,因此难以估计真实复杂激励下的疲劳失效情况。疲劳输入对于寿命估计的准确性研究已经逐渐受到重视,有学者通过对比IEC61373标准和实测激励数据分别作为输入的车辆典型设备的随机振动仿真结果,发现实测激励数据下的应力水平更高^[4]。因而准确合理地归纳车辆振动环境数据是车辆疲劳寿命估计的首要问题,特别是中国铁路运行环境复杂,不同线路及悬挂设置是影响车辆部件损伤和使用寿命的重要因素^[5]。

目前,鲜有针对轨道车辆运行状态振动环境描述和统计归纳的研究,但振动环境的归纳已在其他运载领域得到关注。20世纪60年代后期,航空航天、军事等领域开始关注机载装备的随机振动环境情况,在2000年实施《振动、冲击环境测量数据归纳方法:GJB/Z126—1999》,该标准采用参数估计法归纳环境数据的上限值^[6]。相较于早期数据归纳的非参数估计法,参数归纳法使归纳结果具有了统计意义^[7],既考虑数据的分布特征和样本量,又关注归纳结果的覆盖率和置信度。在实际应用场景中,田永卫等^[8]以某型飞机实测数据为基础,提出分测试区域不同状态下的飞机振动数据归纳方法,同时地面试验结果证实方法较好满足可靠性试验要求。穆立茂等^[9]采用统计容差法对车载物资及设备振动环境谱进行估计,为车载物资及设备振动环境的可靠性评价奠定基础。韩月朋等^[10]基于实测风载振动环境数据,提出不同风速下的通信铁塔随机振动环境数据的归纳方法,所得实测谱能较为客观真实地模拟实际振动环境。

为了对轨道车辆运行环境及相关疲劳寿命估计进行研究,本文针对轨道车辆运行环境特点,提出一种适用于车辆设备的随机振动环境归纳方法,并基于此方法,给出一种结合振动环境归纳的车辆设备疲劳寿命估计方法。首先,基于随机振动对车辆设备振动环境归纳进行理论推导。其次,采用频域疲劳分析方法结合振动环境归纳,给出车辆设备振动疲劳寿命估计的主要流程。最后以某型地铁车辆为例,针对车辆轴箱吊耳断裂现象,结合疲劳测试结果,分别对IEC61373标准谱和本文提出的归纳谱作为输入时的疲劳寿命估计进行对比,验证本文提出的振动环境归纳方法和疲劳寿命估计方法的可

靠性。

1 随机振动环境归纳方法

为了对输入的振动环境数据样本进行归纳,首先需要检验振动环境数据是否满足平稳性、各态历经性及正态性,以确保数据样本具有正态随机特性。而一般在工程实际中,无法满足严格的数学定义,可视大样本的振动环境数据近似满足广义平稳和各态历经性^[7]。

1.1 参数假设检验

通过参数假设检验,可在一定的假设条件下,由部分随机振动数据样本推断出总体的特征情况。首先取各数据通道的功率谱密度为 $G_k(i, j)$ ($i=1, 2, \dots, I; j=1, 2, \dots, J; k=1, 2, \dots, L$),其中 I 为通道数, J 为样本容量, L 为谱线数。计算PSD的均方根值,按式(1)对其均方根值 R_{MS} 进行均值 \bar{X}_i 和方差 S_i^2 估计。

$$\begin{cases} \bar{X}_i = \frac{1}{J} \sum_{j=1}^J R_{MS}(i, j) \\ S_i^2 = \frac{1}{J-1} \sum_{j=1}^J [R_{MS}(i, j) - \bar{X}_i]^2 \end{cases} \quad (1)$$

按式(2)对均值和方差计算统计量 $F(i, m)$ 和 $t(i, m)$:

$$\begin{cases} F(i, m) = \frac{S_i^2}{S_m^2} \\ t(i, m) = \frac{\bar{X}_i - \bar{X}_m}{\sqrt{(S_i^2 - S_m^2)/J}} \end{cases} \quad (i=1, 2, \dots, I; m=1, 2, \dots, I; i \neq m) \quad (2)$$

在设定的置信度 $1-\alpha$ 下,若式(3)

$$\begin{cases} F_{(J-1, J-1), \alpha/2} \leq F(i, m) \leq F_{(J-1, J-1), (1-\alpha/2)} \\ |t(i, m)| \leq t_{2(J-1), (1-\alpha/2)} \end{cases} \quad (3)$$

成立,即 $F(i, m)$ 服从自由度为 $(J-1, J-1)$ 的 F 分布, $t(i, m)$ 服从自由度为 $2(J-1)$ 的中心 t 分布,则数据通道 i 和 m 的PSD属于同一总体,否则不属于同一总体。归并所有属于同一总体的数据,形成特征样本 $G_k(p, r)$ ($p=1, 2, \dots, P; r=1, 2, \dots, R$), P 为特征样本数, R 为特征样本容量。

1.2 实测谱的估计

对特征样本开根后的样本近似服从正态分布,按式(4)对其进行均值和方差估计。

$$\begin{cases} \bar{X}_k(p) = \frac{1}{R} \sum_{r=1}^R \sqrt{\tilde{G}_k(p, r)} \\ S_k^2(p) = \frac{1}{R-1} \sum_{r=1}^R \left[\sqrt{\tilde{G}_k(p, r)} - \bar{X}_k(p) \right]^2 \end{cases} \quad (4)$$

按式(5)计算置信度为 $(1-\alpha)$ 、分位点为 β 的容差上限系数 F_1 。

$$F_1 = \frac{t_{(R-1), (1-\alpha)} + Z_\beta \sqrt{\frac{R-1}{\chi_{(R-1), \alpha}^2}}}{\sqrt{R}} \quad (5)$$

式中, Z_β 为满足 $\text{Prob}[Z \leq Z_\beta] = \beta$ 的分位点; $\chi_{(R-1), \alpha}^2$ 为自由度为 $(R-1)$ 的卡方分布 α 分位点。则第 p 个特征样本的容差上限估计为

$$G_k(p) = [\bar{X}_k(p) + F_1 \cdot S_k(p)]^2 \quad (6)$$

对每个特征样本进行容差上限估计, 得到随机振动实测谱 $G_1(p)$ 。

1.3 规范谱的估计

根据特征样本沿频率轴的分布情况进行频段划分, 同样对特征样本开根后的样本进行参数假设检验, 将相邻属于同一总体的谱线归并在同一频段内, 形成 H 个频段。频段 h 两端的谱线号为 k_h, k_{h+1} ($h=1, 2, \dots, H$), 谱线数为 $N_h = k_{h+1} - k_h + 1$ 。

对特征样本开根后的每个频段内的样本近似服从正态分布, 按式(7)对其进行均值和方差估计:

$$\begin{cases} \bar{X}_h(p) = \frac{1}{R \cdot N_h} \sum_{r=1}^R \sum_{k=k_h}^{k_{h+1}} \sqrt{\tilde{G}_k(p, r)} \\ S_h^2(p) = \frac{1}{R \cdot N_h - 1} \sum_{r=1}^R \sum_{k=k_h}^{k_{h+1}} \left[\sqrt{\tilde{G}_k(p, r)} - \bar{X}_h(p) \right]^2 \end{cases} \quad (7)$$

按式(8)计算置信度为 $1-\alpha$ 、分位点为 β 的容差上限系数 F_2 。

$$F_2 = \frac{t_{(R \cdot N_h - 1), (1-\alpha)} + Z_\beta \sqrt{\frac{R \cdot N_h - 1}{\chi_{(R \cdot N_h - 1), \alpha}^2}}}{\sqrt{R \cdot N_h}} \quad (8)$$

则第 p 个特征样本在 h 频段内的容差上限估计为

$$G_h(p) = [\bar{X}_h(p) + F_2 \cdot S_h(p)]^2 \quad (9)$$

对每个特征样本进行容差上限估计, 得到随机振动规范谱 $G_2(p)$ 。

通常, 实测谱可作为仿真计算的输入信号, 提高仿真计算的精度; 而规范谱平直整洁, 常作为台架试验的激励信号。

2 频域疲劳分析

2.1 模态分析

基于振型正交性和展开定理, 利用模态叠加法, 可近似求解多自由度系统的动力学响应。由拉格朗日方程简化得到多自由度系统的运动微分方程为:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = Q \quad (10)$$

式中, M, C, K 为系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; x 为位移矩阵; Q 为输入矩阵, 其功率谱密度函数即为激励谱 $G(\omega)$ 。

求解式(10)可得到模态矩阵 Φ 和振型参与系数矩阵 q , 则系统响应可由各阶振型的线性组合表示。

$$U = \sum_v q_v \{\varphi_v\} \quad (11)$$

式中, $\{\varphi_v\}$ 为第 v 阶振型。

根据模态应力恢复理论, 系统节点的模态应力 σ 和模态反作用力 γ 可由模态矩阵和系统响应表示。

$$\sigma = \Phi E_\sigma \quad (12)$$

式中, E_σ 为模态应力矩阵, 与系统材料的弹性模量、泊松比有关。

$$\gamma = KU - \omega^2 MU \quad (13)$$

式中, ω 为系统固有频率的矩阵; U 为系统响应矩阵。

由模态分析得到的模态应力 σ 和模态反作用力 γ 反映了系统各节点在随机振动环境中的载荷历程, 用于疲劳寿命估计。

2.2 疲劳寿命估计

Palmgren-Miner理论作为最经典的线性疲劳累计损伤理论, 相较于其他疲劳累计损伤理论, 虽然忽略了加载次序对疲劳寿命的影响, 计算存在一定的偏差, 但其计算程序简单, 具有广泛的工程应用价值。而在随机载荷作用下, 应力循环次序完全是随机的, 这就削弱了加载次序对于疲劳计算的影响^[11]。Palmgren-Miner理论提出, 根据材料的 $S-N$ (疲劳强度-循环次数)曲线, 计算单次循环内不同应力水平下的损伤, 并累计总损伤。

$$D = \sum_{i=1}^g \frac{n_i}{N_i} \quad (14)$$

式中, g 为不同应力幅总量; n, N 分别为雨流计数得到的不同应力幅对应的实际循环次数和 $S-N$ 曲线中的不同应力幅对应的疲劳循环次数。

当总损伤 D 达到1时, 就可以判断系统发生疲劳失效。

根据对应力幅进行的大量Monte Carlo仿真的

结果,Dirlik 提出一个近似表达雨流幅值概率密度函数的纯经验闭式表达式^[12],由 1 个指数分布和 2 个 Rayleigh 分布组成。大量工程实践证明 Dirlik 经验公式具有高精度、低计算量的优点。Dirlik 经验表达式,如下:

$$f_{S_a}(S_a) = \frac{A_1}{2\sqrt{M_0}T} e^{-\frac{Z}{T}S_a} + \frac{A_2Z}{2\sqrt{M_0}V^2} e^{-\frac{Z^2}{2V^2}S_a^2} + \frac{A_3Z}{2\sqrt{M_0}} e^{-\frac{Z^2}{2}S_a^2} \quad (15)$$

式中, $Z = \frac{1}{2\sqrt{M_0}}$, $\gamma = \frac{M_2}{\sqrt{M_0M_4}}$, $X_m = \frac{M_1}{M_0} \sqrt{\frac{M_2}{M_4}}$, $A_1 = \frac{2(X_m - \gamma^2)}{1 + \gamma^2}$, $V = \frac{\gamma - X_m - A_1^2}{1 - \gamma - A_1 + A_1^2}$, $A_2 = \frac{1 - \gamma - A_1 + A_1^2}{1 - V}$, $A_3 = 1 - A_1 - A_2$, $T = \frac{1.25(\gamma - A_3 - A_2V)}{A_1}$ 。

M_0, M_1, M_2, M_4 分别为响应应力单边功率谱密度函数 $W(f)$ 的 0 阶、1 阶、2 阶、4 阶矩,则 M_i 定义为

$$M_i = \int_0^{+\infty} f^i W(f) df \quad (16)$$

在时间段 τ 内,Dirlik 疲劳损伤模型的表达式如下:

$$D = \frac{E(P)\tau}{C} \int_0^{+\infty} S_a^m f_{S_a}(S_a) dS_a \quad (17)$$

式中, $E(P) = \sqrt{\frac{M_4}{M_2}}$ 为响应应力单边功率谱密度函数的峰值穿越率, C, m 为材料 S-N 曲线幂函数表达式的材料常数。

频域疲劳分析流程如图 1 所示。输入载荷用功率谱密度函数来描述,通过对系统进行频响计算和模态分析,获得结构的响应应力功率谱密度函数,再根据疲劳失效模型和材料疲劳特性计算系统的疲劳寿命。

3 计算验证

据统计,某型地铁车辆在服役里程至 16 万~20 万 km 时,其轴箱吊耳集中出现吊耳根部萌生裂纹,甚至整体断裂现象,如图 2 所示。可以初步判断吊耳根部为疲劳断裂的危险截面。轴箱吊耳作为非承载件,与轴箱端盖通过螺栓连接,主要与构架限位止档配合工作,防止车辆起吊作业可能导致一系悬挂

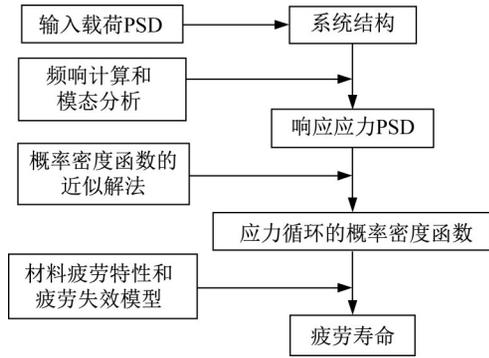


图 1 频域疲劳分析流程

Fig. 1 Flowchart of analysis of frequency domain fatigue

超限损坏。通常,轴箱吊耳的设计寿命为 30 年或 300 万 km。在设计年限内,正常工作环境下,不允许出现任何疲劳失效现象。据观察记录,车辆正常运营时,未发现轴箱吊耳与构架限位止档等附近部件发生超限接触,排除由刚性碰撞导致的断裂的可能。由此,需要探究轴箱吊耳的随机振动环境对于其振动疲劳的影响。

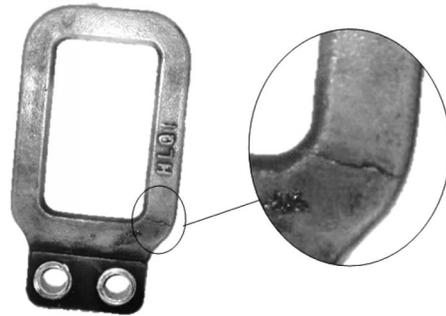


图 2 轴箱吊耳断裂图

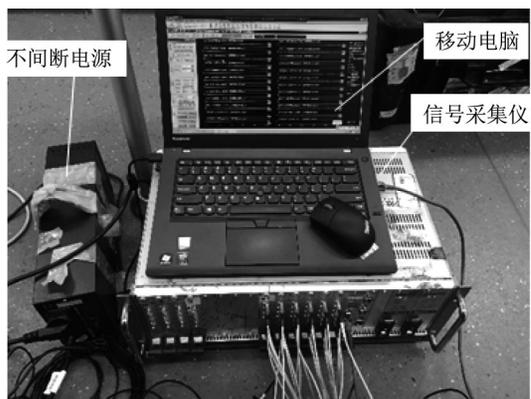
Fig. 2 Fracture picture of axle box lug

3.1 测试方案

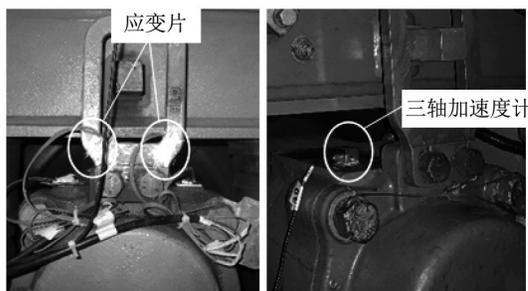
根据轴箱吊耳的断裂位置和振动传递情况,分别在吊耳根部布置 2 组电阻应变片,搭建 1/4 惠斯通电桥,并装有温度补偿片,记录动态应力变化历程;在轴箱顶部布置量程为 50g、响应频率为 5kHz 的三轴加速度计,监测轴箱振动情况,另配有包含不间断电源、移动电脑和信号采集仪的信号采集系统,如图 3 所示。测试时,车辆为 6 节编组,处于 AW0 空载工况,以自动驾驶运行模式运行线路全程。全程约 28km,停靠 15 站,总运行时长约为 2 880s,最高时速为 75km·h⁻¹,平均时速约为 35km·h⁻¹。

3.2 实测应力的统计分析

雨流计数法可以识别在复杂载荷序列中与恒幅疲劳数据相似的规律^[13],在工程界广泛应用于估算



a 信号采集系统



b 应力测点

c 加速度测点

图3 轴箱吊耳振动测试图

Fig. 3 Picture of vibration test of axle box lug

疲劳寿命和编制疲劳试验载荷谱。这种方法是模拟雨滴落到塔顶和塔顶边缘落下的过程,它以二参数法为基础,同时考虑动强度和静强度,即应力幅值和均值,符合疲劳载荷的作用特性。根据轴箱吊耳根部的实测应力,运用雨流计数法对其进行计数,得到结果如图4所示。

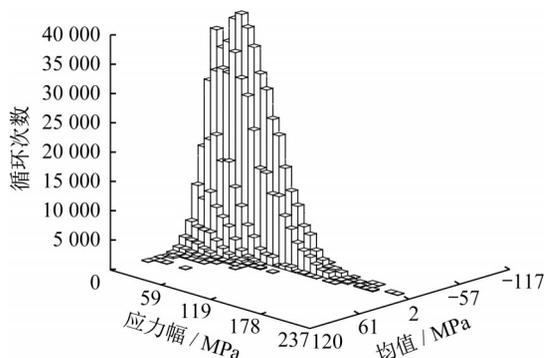


图4 实测应力的雨流计数结果

Fig. 4 Rain flow counting result of measured stress

轴箱吊耳的材料牌号是ZG230-450,即屈服强度为230MPa、抗拉强度为450MPa的铸钢,这是铁路常用材料之一。以Basquin方程表达存活概率为0.95、置信度为95%的S-N曲线^[14],如下:

$$\lg N = 27.7111 - 9.2183 \lg S \quad (18)$$

计算可得,当循环次数达到 10^7 时,疲劳极限约为176.5MPa。由图4可以发现,吊耳根部所受的应力幅并未超过其材料的屈服强度,但已超过材料的疲劳极限,可以推断在吊耳根部已产生疲劳损伤。

根据名义应力法^[13],通过获取危险部位的响应应力谱,结合材料S-N曲线,运用疲劳损伤累计理论可计算得到零部件的疲劳寿命。对实测应力的损伤计数结果如图5所示。单次里程所产生的损伤值约为0.000160,则根据单次里程换算,得到实测应力下的寿命里程约为17.50万km,与裂纹发生的实际统计里程相近。

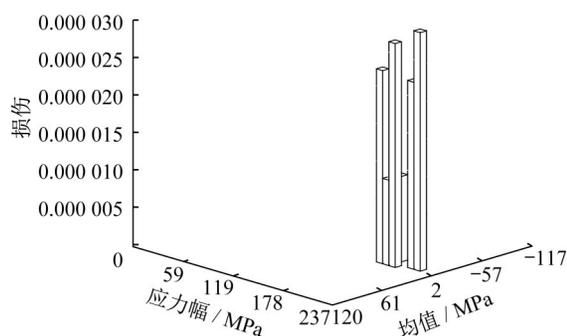


图5 实测应力的损伤计数结果

Fig. 5 Damage counting result of measured stress

3.3 轴箱吊耳振动环境归纳

图6为轴箱横向及垂向的振动时域数据。对其时域数据作初步处理:修正零漂、剔除奇异点、删除停靠时段等。为了判断所采集的数据是否服从正态分布,对处理后的轴箱振动时域数据分别计算并绘制其概率分布图(Q-Q图)和频数分布直方图,如图7所示。由Q-Q图可以发现,横向及垂向的中段数据能较好地贴合标准直线,其中标准直线的斜率为数据的标准差,截距为数据的均值。由频数分布直方图可以发现,横向及垂向的数据分布也大致呈现正态规律。由此可以判断,处理后的横向及垂向振动时域数据均近似服从正态分布。

采用本文提出的随机振动环境归纳方法,取置信度为99.5%、分位点为0.90,对预处理和检验后的轴箱振动数据进行容差上限估计,并绘制实测谱和规范谱。依据轴箱吊耳安装位置和质量,可查阅到横向和垂向的加速度功率谱密度量级标称值分别为 $7.0\text{m}^2\cdot\text{s}^{-4}\cdot\text{Hz}^{-1}$ 和 $8.74\text{m}^2\cdot\text{s}^{-4}\cdot\text{Hz}^{-1}$,10~20Hz频带内以每频程9dB斜率上升,大于100Hz的频带内以每频程6dB斜率衰减至最大计算频率,绘制出IEC61373标准谱^[15],如图8所示。归纳得到的实测谱可用于仿真计算,而由简单折线组成的规范谱可

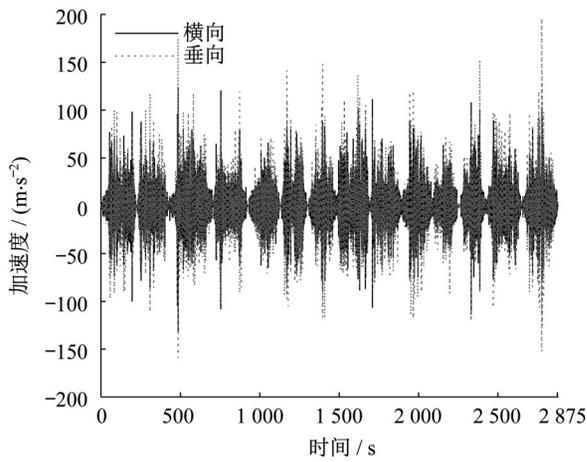


图 6 轴箱振动时域数据

Fig. 6 Time domain data of axle box vibration

用于实验室环境下的模拟试验。由图 8 可以发现,归纳得到的实测谱与规范谱趋势相近,而它们与 IEC61373 标准谱有显著差异,证实标准谱无法表现该线路条件下的轴箱吊耳的振动环境特征;横向及垂向的实测谱分别在 400~600Hz 和 400~500Hz 频段内有远高于标准谱的特征峰值,根据运行时速换算,可得轨道不平顺波长在十几毫米至几十毫米范

围内,属于短波不平顺,典型有波纹磨耗和波浪形磨耗^[16],这可能引起轴箱吊耳在此频段内的异常振动表现。

3.4 疲劳仿真计算

为了验证轴箱振动环境归纳谱用于轴箱吊耳疲劳寿命估计的精度,根据测试对象的几何参数,建立轴箱端盖和吊耳装配体模型,采用四面体单元进行网格划分,其中轴箱端盖的节点数为 45 275,单元数为 196 146;吊耳的节点数为 6 184,单元数为 24 199,材料均为 ZG230-450,式(18)即为其 S-N 曲线。端盖和吊耳之间在 2 个螺栓孔建立相互约束,端盖由周围 4 个螺栓孔固定约束。

首先,计算轴箱吊耳在 2 000Hz 内的模态振型。计算结果如图 9 所示,分别为一阶横弯 453.5Hz、一阶纵弯 893.7Hz、一阶扭转 983.3Hz 和二阶横弯 1 821.9Hz。一般低阶模态振型最容易被激起,对振动系统产生的影响最大。可以发现,一阶横弯的频率处于归纳得到的实测谱的特征峰值频段内,且根据振型变化可以判断吊耳根部为应力集中区。由此,可初步认为,短波不平顺引起的异常峰值

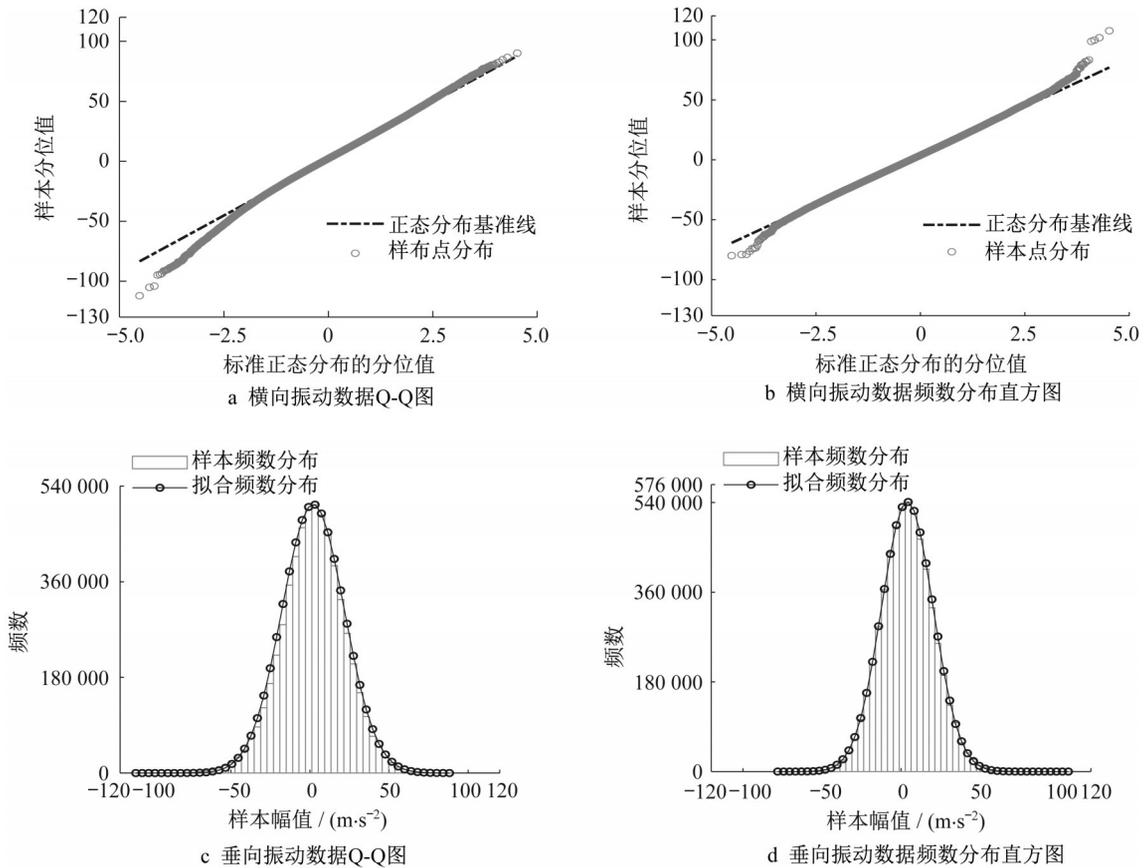


图 7 轴箱振动数据正态分布检验

Fig. 7 Normality test of axle box vibration data

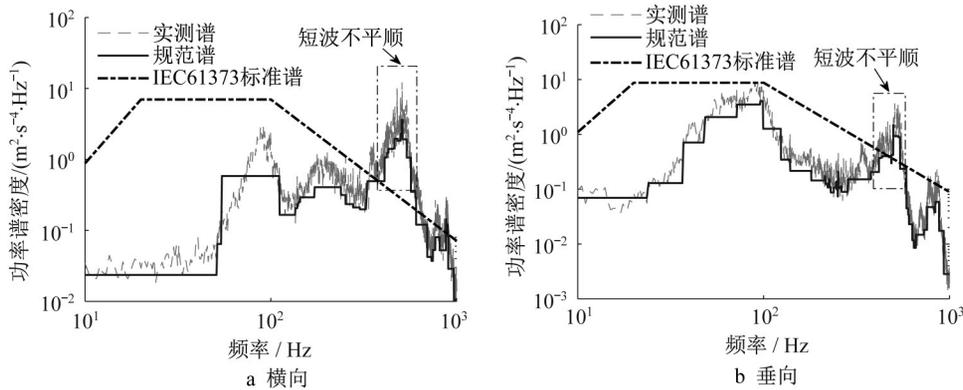


图8 轴箱振动环境归纳结果

Fig. 8 Induction result of vibration environment of axle box

可能是造成轴箱吊耳共振进而诱发疲劳断裂的主要原因。

km和18.29万km。与实测应力下的寿命里程作对比,实测谱与规范谱激励下的寿命里程的相对误差分别为1.8%和4.3%。证实归纳谱用于车辆设备疲劳寿命估计的精度满足工程应用的要求。

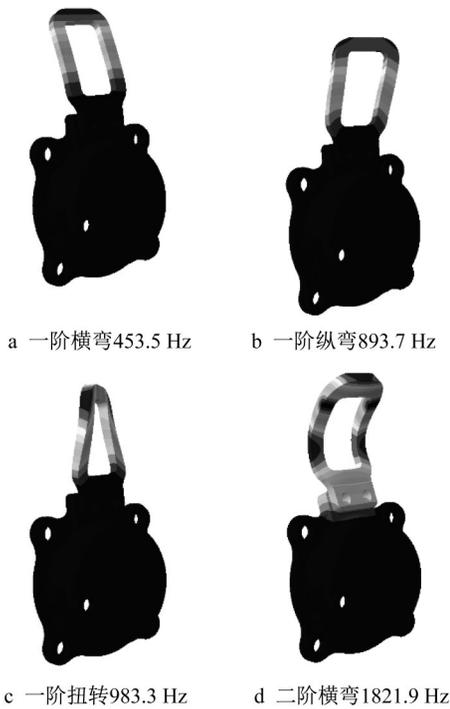


图9 轴箱吊耳模态振型

Fig. 9 Modals of axle box lug

根据上述频域疲劳分析理论,将实测谱与规范谱分别作为输入激励,横、垂向激励同时作用于结构,计算轴箱吊耳的疲劳寿命。将计算疲劳循环次数设定为 10^{12} 次,通常超过 10^7 次疲劳循环即可认为是无限寿命。如图10所示,可以发现吊耳根部的循环次数远低于其他部位,且与实际断裂位置吻合;实测谱与规范谱激励下的最低疲劳循环次数分别为 $10^{3.788}$ 次和 $10^{3.815}$ 次。根据单次里程换算,得到实测谱与规范谱作为输入激励的寿命里程约为17.19万

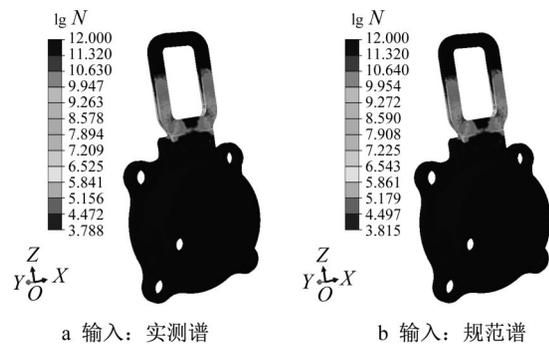


图10 轴箱吊耳疲劳计算结果

Fig. 10 Fatigue calculation result of axle box lug

4 结论

(1) 提出的车辆设备振动环境归纳方法能够合理准确地对车辆振动环境数据进行归纳整理,但在应用时需要采用的数据进行正态性检验。

(2) 采用本文提出的方法对车辆设备的振动环境数据进行归纳后得知,实测谱与规范谱趋势相近,与IEC61373标准谱有显著差异,能够表现实际线路条件下的车辆设备振动环境特征,可作为仿真或试验的输入信号。

(3) 通过与试验结果对比验证,实测谱与规范谱作为仿真输入的寿命里程的相对误差分别为1.8%和4.3%,证实基于振动环境归纳的车辆设备疲劳寿命估计方法具有较准确的预测性和较高的工程应用价值。

参考文献:

- [1] 马思群, 谷理想, 袁永文, 等. 焊接缺陷对动车组铝合金车体疲劳寿命影响研究[J]. 铁道学报, 2014, 36(2): 42.
MA Siqun, GU Lixiang, YUAN Yongwen, *et al.* Research on influence of welding defects on fatigue life of EMU Aluminum-alloy car body[J]. Journal of the China Railway Society, 2014, 36(2): 42.
- [2] NEJAD, R M, FARHANGDOOST K, SHARIATI M, Numerical study on fatigue crack growth in railway wheels under the influence of residual stresses[J]. Engineering Failure Analysis, 2015, 52(3): 75.
- [3] NÁHLÍK L, POKORNÝ P, ŠEVČÍK M, *et al.* Fatigue lifetime estimation of railway axles [J]. Engineering Failure Analysis, 2017, 73(6): 139.
- [4] 丁杰, 张平, 王鹏. 机车车辆设备振动试验标准与实测数据的分析[J]. 机械工程学报, 2016, 52(22): 129.
DING Jie, ZHANG Ping, WANG Peng. Analysis of vibration test standard and field measurement data for rolling stock equipment [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(22): 129.
- [5] 周劲松. 轨道车辆振动与控制[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2012.
ZHOU Jinsong. Vibration and control of railway vehicles [M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2012.
- [6] 中国人民解放军总装备部. 振动、冲击环境测量数据归纳方法: GJB/Z126—1999 [S]. 北京: 中国标准出版社, 1999.
General Assembly Department of Chinese People's Liberation Army. The inductive methods for environmental measured data of vibration and shock: GJB/Z126—1999 [S]. Beijing: China Standards Publishing House, 1999.
- [7] 刘乃奇. 随机振动环境测量数据归纳方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.
LIU Naiqi. Research on the inductive methods of the measured data of random vibration environment [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2014.
- [8] 田永卫, 闫楚良, 张书明, 等. 飞机随机振动环境实测试验数据的归纳方法[J]. 振动. 测试与诊断, 2014, 34(6): 1129.
TIAN Yongwei, YAN Chuliang, ZHANG Shuming, *et al.* Inductive method of flight test data measured from aircraft random vibration environment [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(6): 1129.
- [9] 穆立茂, 黄海英, 张靖, 等. 车载物资振动环境谱的数据处理与归纳[J]. 装备环境工程, 2010, 7(1): 75.
MU Limao, HUANG Haiying, ZHANG Jing, *et al.* Data processing and induction of vibration environmental spectrum for commodity carried on truck [J]. Equipment Environmental Engineering, 2010, 7(1): 75.
- [10] 韩月朋, 孙国良, 李冬鹏, 等. 通信铁塔随机振动环境数据的归纳方法[J]. 仪器仪表与分析监测, 2018(3): 9.
HAN Yuepeng, SUN Guoliang, LI Dongpeng, *et al.* Inductive method of random vibration environment from communication tower [J]. Instrumentation. Analysis. Monitoring, 2018(3): 9.
- [11] JIAO G. A theoretical model for the prediction of fatigue under combined Gaussian and impact load [J]. International Journal of Fatigue, 1995, 17(3): 215.
- [12] DIRLIK T. Application of computers in fatigue analysis [D]. Coventry: Warwick University, 1985.
- [13] LEE Yungli, PAN J, HATHAWAY R, *et al.* Fatigue testing and analysis: theory and practice [M]. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2004.
- [14] 彭玉灵, 赵永翔, 胡海斌. ZG230-450铸钢的重构疲劳可靠性S-N曲线[J]. 工程力学, 2007(10): 46.
PENG Yuling, ZHAO Yongxiang, HU Haibin. Reconstructed fatigue reliability S-N curves of ZG230-450 cast steel [J], Engineering Mechanics, 2007(10): 46.
- [15] International Electrotechnical Commission. Railway applications - rolling stock equipment - shock and vibration tests: IEC61373—2010 [S]. Geneva: International Electrotechnical Commission, 2010.
- [16] 罗林, 张格明, 吴旺青, 等. 轮轨系统轨道平顺状态的控制[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2006.
LUO Lin, ZHANG Geming, WU Wangqing, *et al.* Control of track irregularity in wheel-rail system [M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2006.