

不同振动谱下动力电池箱损伤对比研究

赵礼辉^{1,2,3} 潘羽¹ 冯金芝^{1,2,3} 郑松林^{1,2,3} 张东东^{1,2,3}

(1. 上海理工大学机械工程学院, 上海 200093)

(2. 机械工业汽车机械零部件强度与可靠性评价重点实验室, 上海 200093)

(3. 上海市新能源汽车可靠性评价专业技术服务平台, 上海 200093)

摘要: 针对电动汽车电池箱的振动疲劳问题,以实车试验场测试载荷为基础,基于单轴和多轴(顺序加载、耦合加载)振动载荷,对比分析电池箱疲劳性能。首先,在试验场采集电池箱上敏感点处的三向加速度载荷,对不同测点载荷同一方向的功率谱密度分别进行拟合与对比分析,并通过频域损伤等效方法对功率谱密度进行加速处理,获得试验场规范下的随机振动三向加速度功率谱密度分布特征。其次,基于随机振动疲劳分析理论,构建了电池箱的多轴顺序激励、多轴耦合激励;基于疲劳损伤等效,构建了单轴强化谱激励。最后,数值仿真对比分析了三种激励下电池箱的疲劳损伤。结果表明,三种激励下电池箱的损伤位置一致,多轴耦合激励损伤大于多轴顺序激励,单轴强化谱对多轴耦合损伤的复现效果较好。这可为基于单轴强化载荷谱开展电池箱的振动疲劳快速试验提供指导。

关键词: 强化载荷谱; 多轴耦合; 加速试验; 疲劳损伤; 电池箱

中图分类号: U463.1 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2025.07.002

0 引言

近年来,随着国家政策的大力扶持,新能源电动汽车成为我国汽车行业发展的新趋势,众多汽车厂家投身电动汽车的竞争中。电池箱作为电动汽车的核心部件之一,其安全性能是衡量电动汽车产品竞争力的重要标准,也是消费者最关注的因素之一。由于汽车在行驶过程中受到地面不平度产生的多轴随机振动载荷的影响,电池箱容易产生振动疲劳。振动会对电池箱的结构和性能等多个方面产生影响,甚至导致电池模组性能下降、失效、起火、爆炸等安全问题。因此,对电池箱的振动疲劳性能进行预测和评估是非常必要的^[1-2]。

结构的振动疲劳分析方法分为时域法和频域法。时域法^[3]先通过雨流计数法对振动载荷下的随机应力过程进行时域模拟,再根据材料的应力-寿命曲线和疲劳累积损伤理论进行疲劳寿命估算。时域输入法的求解过程没有丢失应力分量的相位信息,较功

率谱输入法更完备。但当载荷时间历程较长时或者在计算多轴疲劳情况下,其所耗费的时间往往让人难以接受。频域法通过功率谱密度(Power Spectral Density, PSD)来描述应力响应的参数信息,无须进行时域抽样或者雨流循环计数,大大减少了计算量,在结构振动疲劳分析中得到了广泛的应用^[4-5]。

随着新能源汽车的发展,动力电池箱的振动疲劳问题受到了高校和企业的广泛关注。近年来,国内高校和企业围绕电池箱随机振动的问题已开展了一些研究,但国外相关研究甚少。戴江梁等^[6]结合有限元分析预测了车载电池包和托盘结构的疲劳寿命及失效位置;并结合试验级载荷谱,通过三轴依次加载的试验方法确定出实际失效位置;最后,给出了提升电池包和托盘结构寿命的优化设计方案。乔红娇等^[7]采用有限元软件对电池包箱体进行了随机振动分析及试验验证,发现箱体在挂耳连接附件位置出现开裂现象,随后通过局部优化设计,满足了电池箱的安全性要求。黄培鑫等^[8]通过电池包模态试验验证了模型的

收稿日期: 2023-11-28 修回日期: 2023-12-22

基金项目: 国家自然科学基金项目(51705322)

作者简介: 赵礼辉,男,1985年生,山东青岛人,博士,副教授,硕士研究生导师; 主要研究方向为车辆强度可靠性设计与评价、车辆载荷特征建模与快速试验; E-mail: Pheigoc@126.com。

张东东(通信作者),男,1986年生,山西晋城人,博士,副教授,硕士研究生导师; 主要研究方向为汽车结构振动与噪声控制、电驱动系统等; E-mail: dongdongzhang@usst.edu.cn。

引用格式: 赵礼辉,潘羽,冯金芝,等. 不同振动谱下动力电池箱损伤对比研究[J]. 机械强度,2025,47(7):14-23.

ZHAO Lihui, PAN Yu, FENG Jinzhi, et al. Comparative study on damage of power battery box under different vibration spectrums [J]. Journal of Mechanical Strength, 2025, 47(7):14-23.

有效性,分别从应力值和加速度两个方面分析了电池包在稳态随机振动和瞬态冲击下的结构损伤和电接触可靠性。王文伟等^[9]利用频域分析法分析了在随机振动情况下电池箱的整体响应,并结合材料疲劳特性曲线和线性累积损伤准则进行疲劳计算。上述研究大多直接依据国家标准进行多轴顺序激励来检验动力电池箱结构的疲劳强度。随着动力电池技术的迅猛发展,动力电池箱在使用过程中不断出现一些新的问题,统一的随机振动标准未必适用于所有车型电池箱。因此,有必要针对耐久试验规范开发出适合测试车型的载荷工况,从而对电池箱进行耐久考核。

本文结合实车试验场采集的载荷并充分考虑多轴激励耦合效应,基于损伤等效方法构造出电池箱主导载荷的强化谱,对电池箱的疲劳损伤问题进行了探索。首先,进行试验场路面实车采集,获取电池箱多个测点三向加速度载荷。其次,通过自相关函数的傅里叶变换计算得到加速度载荷的功率谱密度,对 x 、 y 、 z 3 个方向(国际汽车工程师协会车辆坐标系)的 PSD 分别选取一定百分位累积概率拟合出一组期望 PSD;再通过频域疲劳损伤等效进行载荷加速,编制试验场三向加速度 PSD 激励。最后,运用单轴激励、多轴顺序激励和多轴耦合激励 3 种方法分别对电池箱进行疲劳损伤计算,以损伤结果为考核依据,对电池箱造成主要损伤的 z 向激励进行编辑构造强化载荷谱,对电池箱进行准确的疲劳损伤预测,为缩短电池箱振动试验时间、提高研发效率提供了依据。

1 动力电池箱有限元模型的建立

1.1 动力电池箱结构模型

动力电池箱体作为一个独立的零部件安装在电动汽车底盘下方,是新能源汽车的核心部件,为整车提供动力来源。某电池箱体结构主要包括电池箱体、箱盖、电池模组、动力电池管理系统(Battery Management System, BMS)、吊耳、内支撑架等,外形尺寸为

1 700 mm×950 mm×260 mm,如图 1 所示。

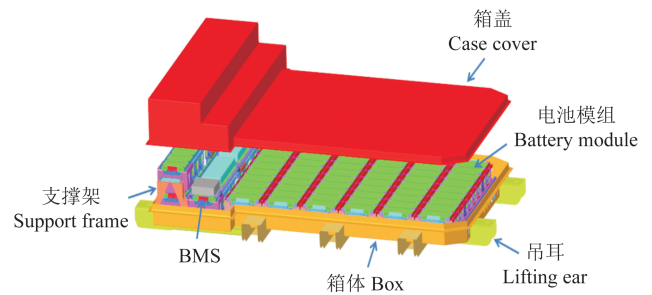


图 1 动力电池箱结构模型

Fig. 1 Structural model of the power battery box

1.2 动力电池箱有限元模型

使用 Hypermesh 软件对电池箱结构模型进行前处理,如图 2 所示。电池箱上、下箱体网格类型主要采用四边形壳单元,单元尺寸为 4 mm,共 406 335 个单元、406 177 个节点。电池箱壳体周围吊耳采用 rbe2 连接方式进行集中,方便对其施加 spc 约束和激励载荷。为了方便计算,对于电池箱内部的电池模组等部件,采用质量点的方式进行模拟。

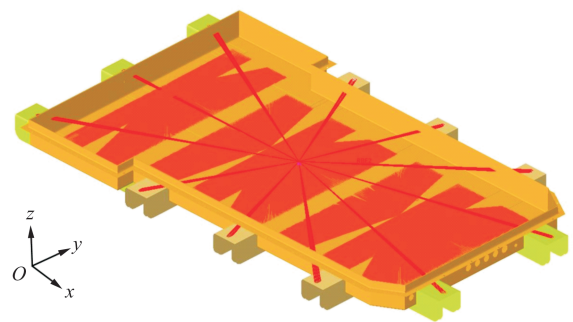


图 2 电池箱有限元模型

Fig. 2 Finite element model of the battery box

依据整车坐标系对动力电池箱仿真分析的方向进行定义,当车辆在水平路面上处于静止状态时, x 轴平行于地面指向车辆前方, z 轴垂直于地面指向上方, y 轴与 xOz 平面垂直指向驾驶员左方。

1.3 材料参数及 $S-N$ 曲线

电池箱箱体所采用的材料为 5052 铝合金^[10],其基本力学性能参数如表 1 所示。

表 1 5052 铝合金力学性能参数

Tab. 1 Mechanical property parameters of the 5052 aluminum alloy

材料 Material	弹性模量 Modulus of elasticity/MPa	泊松比 Poisson ratio	拉伸强度 Tensile strength/MPa	屈服强度 Yield strength/MPa	伸长率 Percentage elongation/%
5052 铝合金 5052 aluminum alloy	69 000	0.3	228	193	12

在 nCode 软件中,根据弹性模量、拉伸强度、屈服强度等材料参数绘制出相应的 $S-N$ 曲线,以便后续疲劳分析计算,如图 3 所示。

2 电池箱载荷的采集和分析

2.1 试验场载荷采集

在试验场强化路面进行整车道路载荷的采集,可

以为后续电池箱疲劳仿真分析提供可靠的数据。本文结合整车全寿命周期耐久性试验规范,在盐城试验场进行载荷采集。载荷采集所用的试验车辆如图4所示。

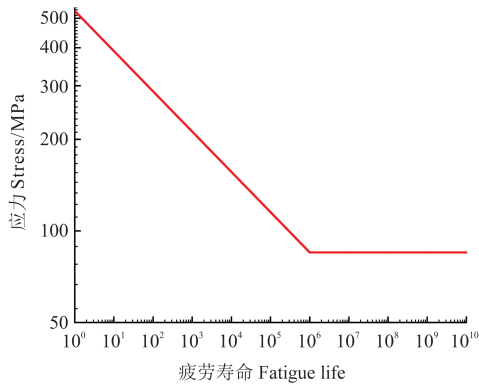


图3 电池箱体材料S-N曲线

Fig. 3 S-N curve of materials of the battery box



图4 载荷采集试验车辆

Fig. 4 Test vehicle for the load acquisition

电动汽车电池箱的体积较大,几乎占据了前、后轴之间的全部空间,导致电池箱在电动汽车行驶过程中不同安装点位受到的激励并不一致。为了覆盖到所有的振动敏感点载荷,在电池箱的左前、右前、左后、右后位置分别布置一个三向加速度传感器。传感器布置在靠近电池箱固定点的车身上,根据国际汽车工程师协会车辆坐标系定义传感器的 x 、 y 、 z 3个方向,安装时确保传感器的3个方向与整车坐标系方向完全一致。为避免车身电信号对传感器的干扰,采用带有专门隔离垫的振动传感器,并与车身相黏合^[11]。电池箱左后方的加速度传感器的布置如图5所示。



图5 电池箱左后加速度传感器布置

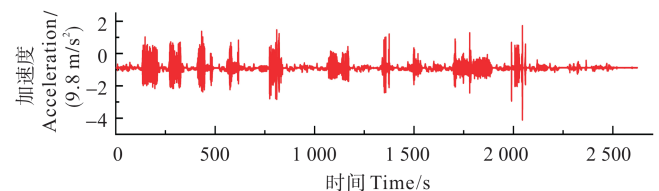
Fig. 5 Layout of the left rear acceleration sensor of the battery box

试验车辆电池箱在道路耐久性试验规范下未发生疲劳破坏,具有足够的可靠性。试验场各典型路面及对应循环次数如表2所示。试验采样频率为1 024 Hz,对采集的实车道路载荷进行预处理,包括载荷路况划分、去毛刺、去温漂、过滤以及删除过渡路况等,最终获得各路况的载荷片段。其中,采集到的电池箱左前位置的三向加速度载荷如图6所示。

表2 耐久试验部分路面循环次数

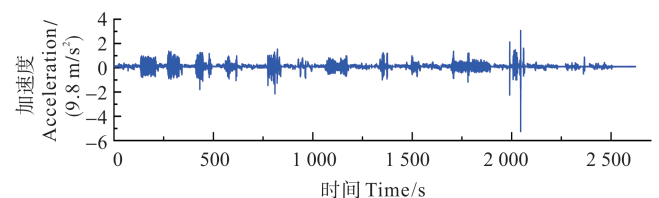
Tab. 2 Cycle times of partial pavements in the test endurance

典型路面 Typical pavement	循环次数 Cycle time
比利时路 Belgium road	1 600
扭曲路 Twisting road	320
卵石路 Cobbled road	800
振动路 Vibration road	1 200
坑洼路 Hollow road	360
冲击路 Shock road	80



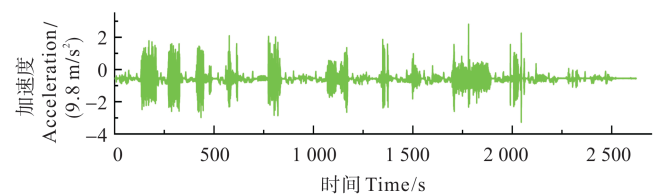
(a) x向

(a) x-direction



(b) y向

(b) y-direction



(c) z向

(c) z-direction

图6 电池箱左前测点三向加速度载荷

Fig. 6 Three-direction acceleration load at the left front measuring point of the battery box

2.2 功率谱密度构造

对试验场4个采集测点的三向加速度载荷按照各路况规定的循环次数叠加得到完整的时域历程,再通过傅里叶变换转化为加速度PSD,初步得到试验场4个采集测点的三向加速度PSD载荷,分别如图7~图9所示。

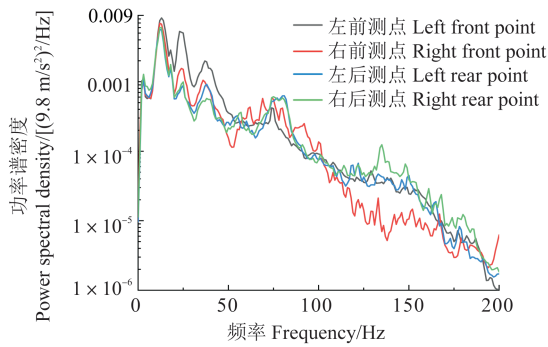


图 7 x 向功率谱密度

Fig. 7 PSD of x-direction

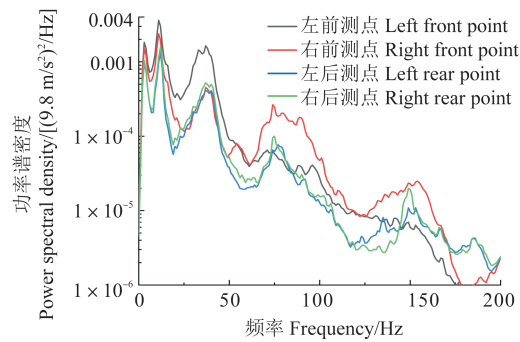


图 8 y 向功率谱密度

Fig. 8 PSD of y-direction

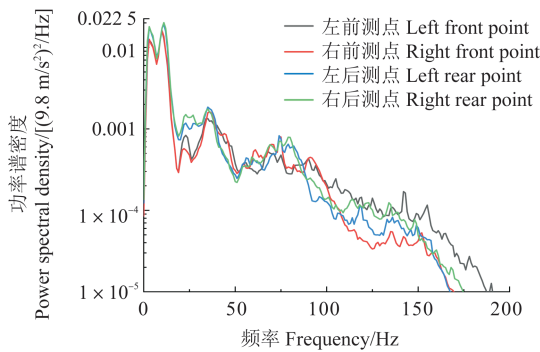


图 9 z 向功率谱密度

Fig. 9 PSD of z-direction

由图 7~图 9 可以看出, 电池箱同一方向加速度 PSD 的幅值虽然略有差别, 但整体的分布趋势和峰值频率相似, 具有相似分布特征。因此, 将采集的 4 个测点载荷按照 x 、 y 、 z 方向分类, 分别构造出表征电池箱 3 个方向的随机振动激励。首先要确定电池箱 4 个测点同一方向加速度 PSD 在相同频率下的最优分布函数。以 z 轴为例, 图 9 中 z 方向振动能量主要集中在 0~20 Hz 频带上, PSD 峰值主要集中在 3、10 Hz 处。以 10 Hz 处的 PSD 为例进行分布拟合, 假设 PSD 分别服从正态、对数正态、Weibull、Gamma 等常用分布形态, 选择最小二乘法进行参数估计, 通过安德森-达令 (Anderson-Darling, AD) 检验确定最优分布函数^[12], 如图 10 所示。

AD 检验的值越小, 表明样本数据越服从该分布

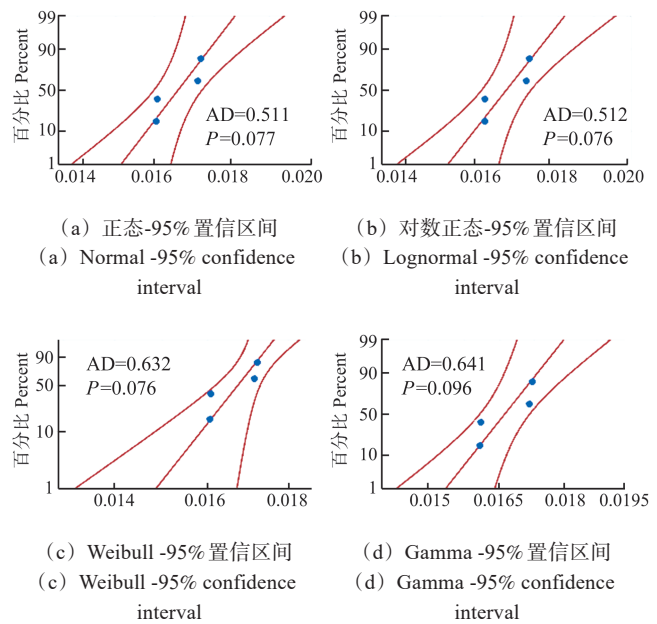


图 10 PSD 拟合优度检验

Fig. 10 Goodness of the fit test for PSD

函数。由图 10 可以看出, 正态分布的 AD 检验统计量最小。因此, 4 个测点 z 轴加速度 PSD 在同一频率下的最优分布函数呈正态分布。

选择一定百分位的 PSD 作为期望 PSD 来涵盖 4 个测点载荷的 PSD, 结果如图 11 所示。由图 11 可以看出, 4 个载荷测点 z 向 PSD 在相同频率的累积概率接近 90%。因此, 选择正态分布下 90 百分位的 PSD 作为期望 PSD 来拟合试验场 z 轴振动激励。

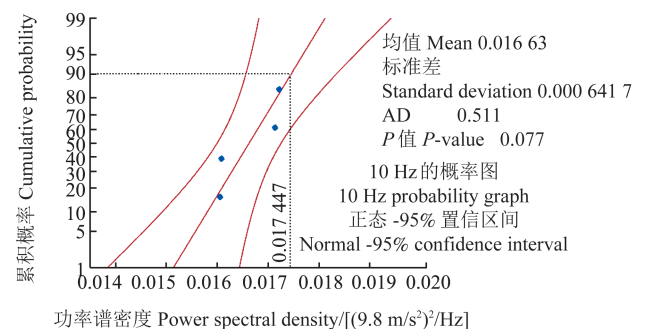


图 11 10 Hz 处的 PSD 分布拟合

Fig. 11 PSD distribution fitting at 10 Hz

其余 x 、 y 轴 PSD 均按照相同的方法进行拟合, 最终得到电池箱试验场采集载荷拟合的三向振动测试载荷谱, 如图 12 所示。

2.3 频域损伤等效加速

试验场规范下测试载荷总时间过长, 需要在频域内对载荷进行加速处理。在频域内对载荷谱进行加速, 基于频域疲劳损伤等效原则^[13], 一般采用冲击响应谱 (Shock Response Spectrum, SRS)、极限响应谱 (Extreme Response Spectrum, ERS) 和疲劳损伤谱

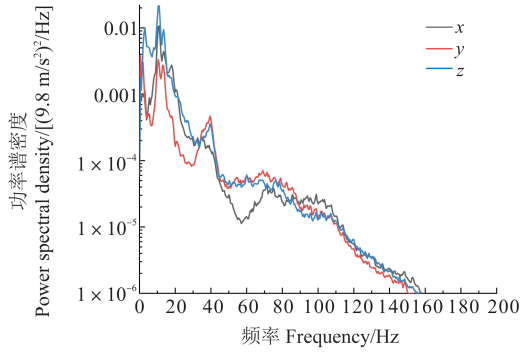


图 12 试验场载荷三个方向加速度功率谱密度

Fig. 12 PSD of acceleration in three directions of the load at the test site

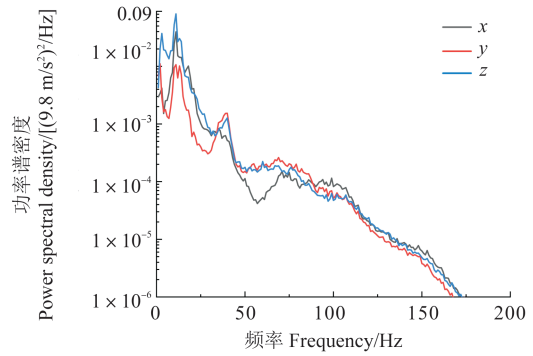


图 14 电池箱 12 h 等效加速度功率谱密度

Fig. 14 PSD of the 12 h equivalent acceleration of the battery box

(Fatigue Damage Spectrum, FDS)的概念进行损伤等效计算。将各种工况下的疲劳损伤谱进行叠加形成总疲劳损伤谱,再以总疲劳损伤谱为目标,设定所需的试验时长,生成损伤等效的加速度 PSD。将等效 PSD 与原始 PSD 计算出的 SRS、ERS 进行对比以验证合理性,具体流程如图 13 所示。等效试验时间 T_{eq} 内的 PSD 计算式为

$$G(f_n) = \frac{2(2\pi f_n)^3}{Q} \left[\frac{k \sum F_{FDS}(f_n) C}{K^b f_n T_{eq} \Gamma(1 + b/2)} \right]^2 \quad (1)$$

式中, $\sum F_{FDS}(f_n)$ 为各工况下的总疲劳损伤; k 为安全因子; T_{eq} 为等效试验时间; K 为结构刚度; C 、 b 为材料的疲劳参数; Q 为幅值比。

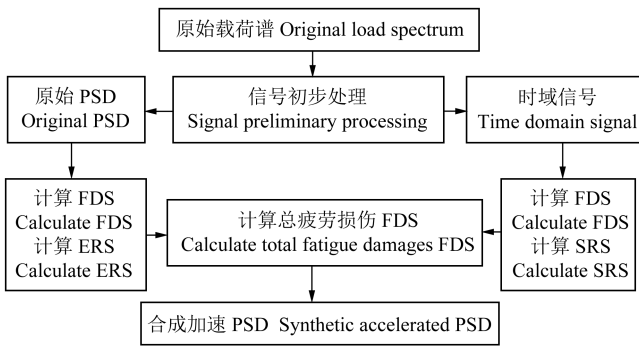


图 13 等效 PSD 分析流程

Fig. 13 Analysis process of the equivalent PSD

通过计算,取电池箱等效试验时间为 12 h,合成电池箱 3 个方向等效加速度 PSD 谱,如图 14 所示。其中,PSD 能量集中分布在 0~20 Hz 的低频带,z 方向的整体幅值明显要高于 x 和 y 方向,真实反映了电池箱的实际振动特性。

以 z 轴为例,对加速后的功率谱与原始功率谱的加速结果进行检验,如图 15 所示。由图 15 可以看出,加速谱和原始谱的频带都在 0~200 Hz,两种载荷谱的 PSD 分布趋势非常一致,具有相同形状分布曲线。

图 16 所示为加速谱的极限响应谱与原始谱的极限响应谱对比,图 17 所示为加速谱的极限响应谱和原始谱的冲击响应谱对比。

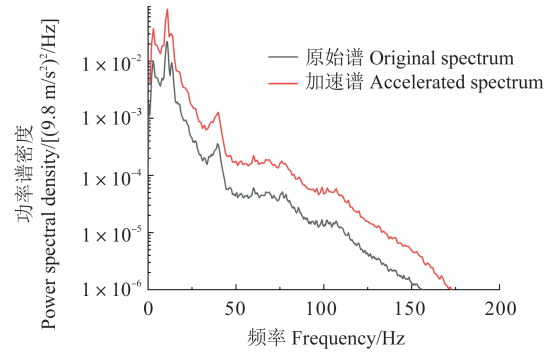


图 15 z 轴加速前、后功率谱密度对比

Fig. 15 Comparison of PSD spectrums before and after z-axis acceleration

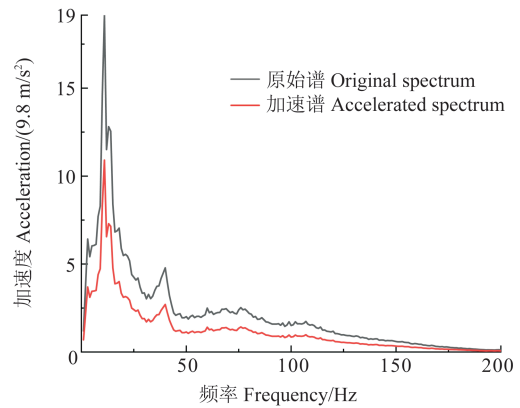


图 16 原始谱和加速谱极限响应谱对比

Fig. 16 Comparison of limit response spectrums between the original spectrum and the accelerated spectrum

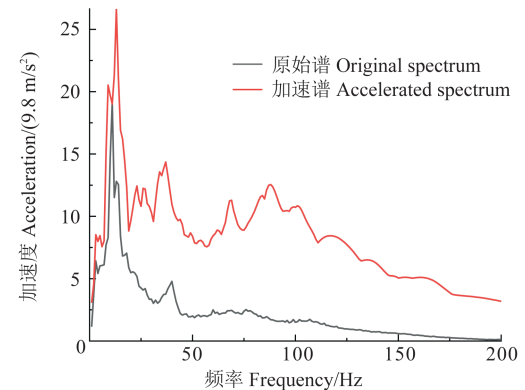


图 17 原始谱冲击响应谱与加速谱极限响应谱对比

Fig. 17 Comparison between the original spectrum shock response spectrum and the accelerated spectrum limit response spectrum

由图 16、图 17 可以看出,加速谱的极限响应谱幅值介于原始谱的冲击响应谱和极限响应谱之间。该频域加速方法未改变原始谱的频域特征,在损伤等效的基础上,实现了加速前、后频域特征的等效。可见,该加速方法比较合理。

3 不同振动谱下的电池箱损伤分析

3.1 随机振动疲劳分析理论

在频域内对结构进行随机振动疲劳分析需要计算出应力功率谱密度,对采集的加速度载荷求其对应的加速度 PSD。根据维纳辛钦定理可知,随机信号的自功率谱密度是信号自相关函数的傅里叶变换,即

$$S_x(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (2)$$

式中, $S_x(\omega)$ 为随机信号的自功率谱密度; $R_x(\tau)$ 为信号的自相关函数。

由随机振动理论,结构的应力响应可以由激励和结构的频响函数获得,即

$$G_R(f) = |H(f)|^2 G_a(f) \quad (3)$$

式中, $G_R(f)$ 为应力响应的 PSD; $H(f)$ 为加速度激励下应力的频响函数; $G_a(f)$ 为加速度激励的 PSD。

在频域疲劳损伤分析中普遍采用 Dirlik 模型^[14]统计 PSD 下应力范围概率密度函数,这在频域振动疲劳分析中具有较高的准确度。Dirlik 幅值概率密度表达式为

$$p(S) = \frac{1}{\sqrt{m_0}} \left[\frac{D_1}{Q} e^{-\frac{Z}{Q}} + \frac{D_2 Z}{R^2} e^{-\frac{Z^2}{2R^2}} + D_3 Z e^{-\frac{Z^2}{2}} \right] \quad (4)$$

式中, Z 是正则化的应力幅值,方程中的其他参数分别为

$$D_1 = \frac{2(x_m - \alpha_2^2)}{1 + \alpha_2^2}; D_2 = \frac{1 - \alpha_2 - D_1 + D_1^2}{1 - R};$$

$$D_3 = 1 - D_1 - D_2;$$

$$x_m = \frac{m_1}{m_0} \sqrt{\frac{m_2}{m_4}}; R = \frac{\alpha_2 - x_m - D_1^2}{1 - \alpha_2 - D_1 + D_1^2};$$

$$Q = \frac{1.25(\alpha_2 - D_3 - D_2 R)}{D_1}.$$

因此,Dirlik 疲劳损伤计算模型为

$$D_{DK} = \frac{v_p T}{C} m_0^{k/2} \left[D_1 Q^k \Gamma(1+k) + 2^{k/2} \Gamma\left(1 + \frac{k}{2}\right) (D_2 |R|^k + D_3) \right] \quad (5)$$

3.2 多轴随机振动激励

3.2.1 多轴载荷顺序激励

通常在模拟多轴随机振动载荷应用于台架试验时,每次施加 1 个方向的激励,各方向激励载荷依次施加一定时间。国家标准 GB 38031—2020^[15]规定:动力

电池箱随机振动测试采用 3 个方向依次加载 12 h 激励。根据试验场载荷谱仿真模拟这种试验环境,在 nCode 软件中采用载荷谱类型 Duty Cycle 来定义相应的载荷谱,规定 x 、 y 、 z 轴分别按照相应的方向依次施加 12 h 的载荷,如图 18 所示。

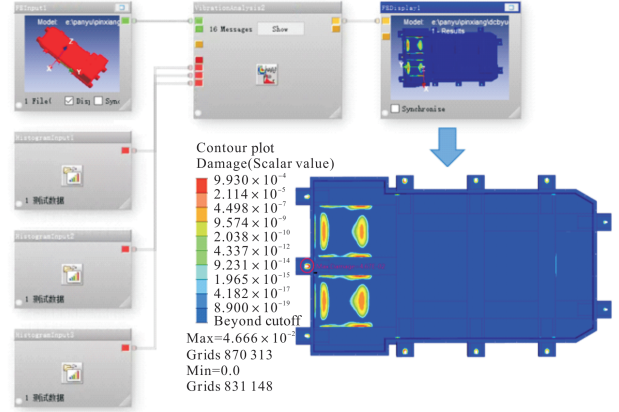


图 18 多轴顺序疲劳损伤分析流程

Fig. 18 Analysis process of the multi-axis sequential fatigue damage

经过计算求解,电池箱损伤最大点为 870 313,位于图 18 中左侧中间吊耳位置,损伤值为 0.047,小于目标疲劳寿命 1,与电池箱实际道路载荷采集中未发生疲劳破坏情况相吻合。因此,该电池箱在试验场耐久测试下满足疲劳寿命要求。

3.2.2 多轴载荷耦合激励

在实际工况振动环境中,往往是多个方向的激励同时作用,使用 von Mises 等效应力的方法实现多轴应力向单轴应力的转换。在频域内重新定义 von Mises 应力的方法是研究频域内多轴耦合振动疲劳寿命问题的有效措施和途径^[16-17]。

在结构为平面应力状态下,von Mises 等效应力在三向应力状态下的定义为

$$R_{eq}^2 = R_x^2 + R_y^2 + R_z^2 - R_x R_y - R_x R_z - R_y R_z + 3(R_{xy}^2 + R_{xz}^2 + R_{yz}^2) \quad (6)$$

式中, R_{eq} 为 von Mises 等效应力; R_x 、 R_y 、 R_z 均为正应力分量; R_{xy} 、 R_{xz} 、 R_{yz} 均为剪应力分量。平面状态下,应力张量 $R=(R_x, R_y, R_z, R_{xy}, R_{xz}, R_{yz})^T$, 根据矩阵计算准则,可以转化为以下形式

$$R_{eq}^2 = R^T Q R = \text{Tr}\{Q R R^T\} \quad (7)$$

式中, Tr 表示矩阵的迹,等于矩阵主对角元素之和; Q 为平面状态下根据 Huber-Mises-Hencky 假设的系数矩阵,即

$$Q = \begin{bmatrix} 1 & -0.5 & -0.5 & 0 & 0 & 0 \\ -0.5 & 1 & -0.5 & 0 & 0 & 0 \\ -0.5 & -0.5 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3 \end{bmatrix}$$

对式(7)两边取数学期望可得应力均方值,即

$$E[R_{eq}] = \text{Tr}\{QE[RR^T]\} \quad (8)$$

式中, $E[RR^T]$ 为应力向量的协方差矩阵, 可由应力 PSD 函数矩阵得到, 即

$$E[RR^T] = \int_0^\infty G_R(f)df \quad (9)$$

等效 von Mises 应力过程的均方根值与其 PSD 函数 $G_{Req}(f)$ 存在关系式:

$$E[R_{eq}^2] = \int_0^\infty G_{Req}(f)df \quad (10)$$

因此, von Mises 等效应力 PSD 函数可由各应力分量的 PSD 函数获得。该等效过程在频域内的表现形式为

$$G_{Req}(f) = \text{Tr}[QG_R(f)] \quad (11)$$

在分别对电池箱进行 x, y, z 3 个方向的频域多轴耦合振动疲劳计算时, 其载荷谱形式为加速度功率谱矩阵^[18]。

$$G_a(f) = \begin{bmatrix} G_{xx}(f) & G_{xy}(f) & G_{xz}(f) \\ G_{yx}(f) & G_{yy}(f) & G_{yz}(f) \\ G_{zx}(f) & G_{zy}(f) & G_{zz}(f) \end{bmatrix} \quad (12)$$

式中, 矩阵对角线上的元素为振动方向加速度载荷的自 PSD, 非对角线上元素为各激励方向之间的互 PSD, 且满足

$$G_{ij}(f) = G_{ji}(-f) = G_{ji}^*(f), i \neq j \quad (13)$$

$$G_{ij}(f) = \text{real} \geq 0, i = j \quad (14)$$

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{G_x(f)G_y(f)}, 0 \leq \gamma_{xy}^2 \leq 1 \quad (15)$$

式中, 上标*表示复共轭; γ 为各轴向载荷谱之间的相干性; real 为大于 0 的实数。

当各个方向载荷谱不相干时, 各振动轴向载荷谱间的互 PSD 为 0, 施加的振动谱产生的应力响应可以简化为

$$G_{RR}(f) = G_{Rx}(f) + G_{Ry}(f) + G_{Rz}(f) \quad (16)$$

式中, $G_{Rx}(f), G_{Ry}(f), G_{Rz}(f)$ 分别为结构在 x, y, z 轴向做单轴向振动时, 在该点引起的应力 PSD 响应。

由式(10)所示应力的均方根值与自 PSD 的关系, 对式(16)两边进行积分并取均方根, 得到结构在三轴向振动和单轴向顺次振动环境下等效应力均方根值存在以下关系:

$$R_{xyz} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2} \quad (17)$$

由式(17)可知, 在 3 个互不相干的随机振动载荷依次作用下, 结构上各点的等效应力为 x, y, z 3 个方向单独振动时引起的等效应力的叠加, 叠加振动的结果受单向振动权重影响。

使用电池箱试验场载荷谱进行频域多轴耦合振动损伤计算, 需要计算出 x, y, z 3 个方向的自功率谱及互功率谱。其中, 互功率谱包含幅值和相位两个部分。将拟合的电池箱 3 个方向自 PSD 经过傅里叶逆变换后转换成对应 x, y, z 3 个方向的时域载荷, 再使用编程软件求解功率谱密度矩阵, 并在 nCode 程序模块中封装实现此过程, 如图 19 所示。

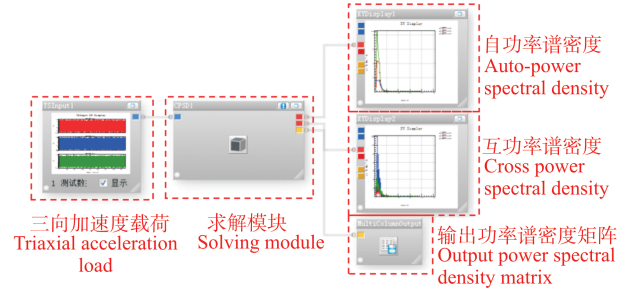


图 19 电池箱功率谱密度矩阵计算

Fig. 19 PSD matrix calculation of the battery box

将计算出的自功率谱和互功率谱导入 nCode 振动疲劳模块中的三维功率谱载荷矩阵, 即可计算多轴耦合频域振动损伤, 计算结果如图 20 所示。

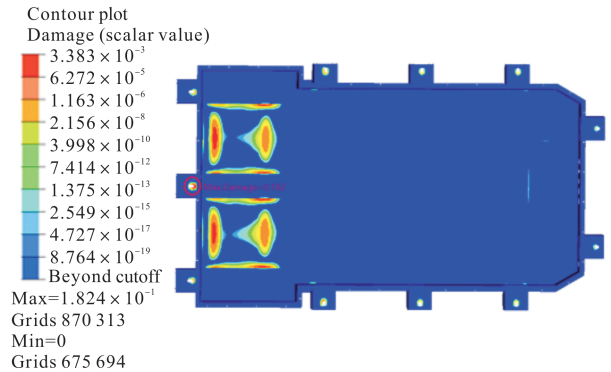


图 20 电池箱多轴耦合振动疲劳

Fig. 20 Multi-axis coupling vibration fatigue of the battery box

频域多轴耦合振动疲劳计算方法中, 电池箱在试验场载荷规范下的最大损伤值为 0.182, 位于节点 870 313 处, 同样位于左侧中间吊耳位置。而相同时长下多轴载荷顺序激励电池箱的最大疲劳损伤为 0.047, 相较于多轴载荷耦合激励偏小。多轴耦合激励相较于多轴顺序激励所造成的损伤更加明显。

3.3 单轴强化谱振动激励

3.3.1 单轴振动谱激励

多轴顺序激励无法考虑到各轴向之间的耦合效应, 且多轴耦合激励对试验设备要求较高, 通常不易实现。考虑对三轴载荷进行降维处理, 分别计算 x, y, z 3 个方向单轴载荷激励下的振动疲劳寿命, 确定对电池箱损伤贡献的主导载荷方向, 作为后续强化载荷加速谱编制的有效依据。图 21~图 23 所示分别为 x, y, z 轴随机振动疲劳。

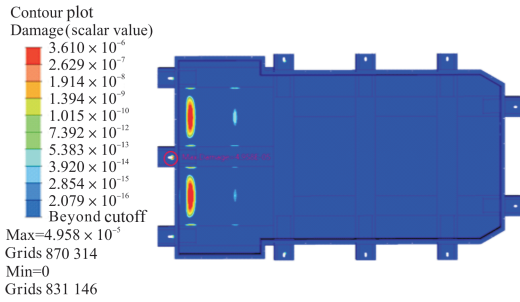


图 21 x轴随机振动疲劳

Fig. 21 Random vibration fatigue of x-axis

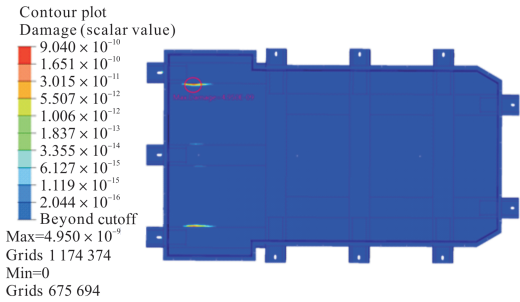


图 22 y轴随机振动疲劳

Fig. 22 Random vibration fatigue of y-axis

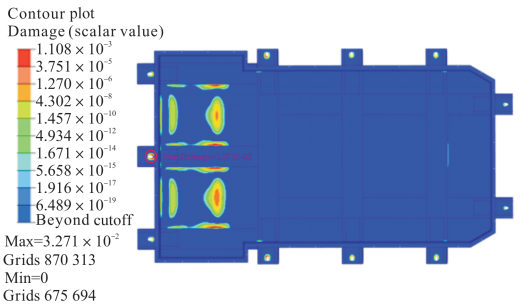


图 23 z轴随机振动疲劳

Fig. 23 Random vibration fatigue of z-axis

由图 21~图 23 可以看出,不同轴向激励对电池箱体损伤的贡献有差异,z轴损伤最为明显、x轴次之、y轴最小,且产生损伤的区域也有一定差别。

电池箱体的单轴随机振动、多轴顺序振动、多轴耦合振动的损伤结果如表 3 所示。

由表 3 可知,z 向单轴激励的损伤远大于其余方向单轴载荷激励的损伤,并且与三轴耦合激励时的损伤值及危险区域比较接近。显然,三向载荷中 z 向载荷对结构失效的影响极大,因此将 z 向作为电池箱失效

表 4 加速谱损伤效果验证

Tab. 4 Validation of accelerated spectrum damage effect

节点编号 Node number	870 313	1 122 748	1 124 234	831 286	1 167 211
z 向单轴激励 Uniaxial excitation of z-direction	0.033	0.023	0.015	0.007 1	0.006 2
三轴顺序激励损伤 Triaxial sequential excitation damage	0.047	0.032	0.021	0.010	0.008 6
三轴耦合激励损伤 Triaxial coupling excitation damage	0.182	0.102	0.058	0.027	0.035
z轴强化谱激励损伤 Intensification spectrum excitation damage of z-axis	0.188	0.116	0.064	0.031	0.028

由表 4 可知,z 轴单轴强化谱激励与三轴耦合激励的最大损伤危险点位置一致,主要损伤区域危险点的

的主导载荷方向。

表 3 不同激励方式下损伤结果

Tab. 3 Damage results under different excitation modes

激励方式 Incentive mode	三轴耦合 Triaxial coupling	三轴顺次 Triaxial sequence	z 向 z-direction	y 向 y-direction	x 向 x-direction
损伤值 Damage value	0.182	0.047	0.033	4.9×10 ⁻⁹	5×10 ⁻⁵

3.3.2 单轴强化谱的编制

采用多轴耦合激励进行疲劳分析,可以较好地模拟出电池箱在实际工况下的载荷激励,但耗时较长、成本高,不利于产品快速验证。考虑对电池箱损伤主导的 z 轴载荷进行量级强化,实现振动疲劳的快速试验。

基于原始三轴耦合激励计算的整个试验场循环下的总损伤值 ΣF_{FDS} ,作为损伤目标;再对 z 向 PSD 包络平滑处理并调整量级,计算电池箱 z 向单轴振动下的疲劳损伤 D_z ;最后对比损伤目标 ΣF_{FDS} 和调整 PSD 量级后的 z 轴振动疲劳损伤 D_z ,直到两者误差在 5% 以内,最终构造出强化后的 z 向加速度 PSD^[19],如图 24 所示。

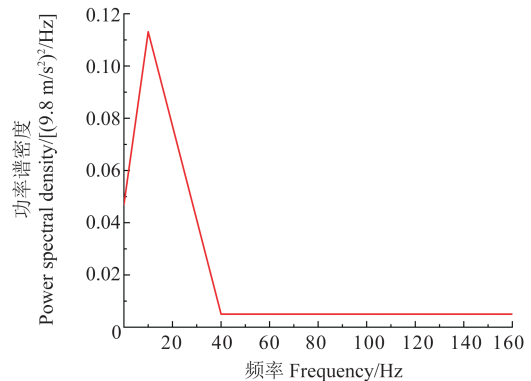


图 24 z 轴向加速试验谱

Fig. 24 Acceleration test spectrum of z-axis

3.4 损伤对比分析

对比多轴顺序激励、多轴耦合激励和 z 轴向振动谱强化前后产生的电池箱不同区域的 5 个损伤危险点,检验 z 向单轴强化试验谱激励产生的损伤情况,如表 4 所示。

损伤大小也基本吻合。在试验条件欠缺或时间紧迫的情况下,可以强化 z 轴向加速度功率谱以构造主导

载荷谱,以便为电池箱疲劳耐久性能的快速开发提供数据支撑。

4 结论

针对电池箱存在的振动疲劳问题,对试验场采集的加速度载荷进行分析处理;基于随机振动疲劳分析理论,构建了电池箱的多轴顺序激励、多轴耦合激励;基于疲劳损伤等效,构建了单轴强化谱激励。仿真结果表明,多轴耦合激励损伤大于多轴顺序激励,单轴强化谱对多轴耦合损伤的复现效果较好。得到的主要结论如下:

1)基于试验场实车采集的电池箱加速度载荷谱,通过累积概率拟合和频域损伤等效加速等方法对载荷进行处理,用多个测点的载荷构造出一组振动试验三向加速度功率谱密度。

2)采用多轴顺序激励和多轴耦合激励的方法分别计算电池箱损伤。对比发现,多轴耦合激励下多数位置的损伤较多轴顺序激励明显,更容易产生疲劳破坏。

3)通过对比电池箱不同激励方式下的损伤发现, z 轴单独激励的损伤情况与三轴耦合激励更接近,基于损伤等效的原理构造 z 向强化的主导载荷谱。仿真计算表明, z 向强化的主导载荷谱与三向耦合激励对电池箱产生的损伤分布特征基本一致。

4)提出的单向强化主导载荷谱的构造方法为缩短电池箱振动试验时间、提高研发效率提供了依据,可以推广应用于底盘其他承载部件疲劳耐久性能的快速开发。

参考文献(References)

- [1] 杨世春,卢宇,周思达,等. 车用动力电池标准体系研究与分析[J]. 机械工程学报,2023,59(22):3-19.
YANG Shichun, LU Yu, ZHOU Sida, et al. Research progress of standards for lithium-ion batteries on electric vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering,2023,59(22):3-19. (In Chinese)
- [2] 闫婉,杨凯贺,潘琼瑶. 电动汽车用动力电池振动疲劳测试方法开发[J]. 机械设计与研究,2021,37(5):154-158.
YAN Wan, YANG Kaihe, PAN Qiongyao. Electric vehicles traction battery vibration fatigue test procedure development[J]. Mechanical Design & Research,2021,37(5):154-158. (In Chinese)
- [3] 刘芬,王建明,李潇潇. 动车水箱焊缝随机振动疲劳寿命的时域法研究[J]. 材料保护,2020,53(8):63-67.
LIU Fen, WANG Jianming, LI Xiaoxiao. Study on random vibration fatigue life of weld seam in water tank of electric multiple unit based on time domain method[J]. Materials Protection, 2020, 53(8):63-67. (In Chinese)
- [4] 王明珠. 结构振动疲劳寿命分析方法研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2009:1-128.
WANG Mingzhu. Research on life analysis method for structure vibration fatigue[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2009:1-128. (In Chinese)
- [5] 毛森鑫,时寒阳,李开响,等. 振动疲劳载荷谱编制与试验验证[J]. 航空学报,2022,43(7):504-518.
MAO Senxin, SHI Hanyang, LI Kaixiang, et al. Vibration fatigue load spectrum compilation and test verification[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,2022,43(7):504-518. (In Chinese)
- [6] 戴江梁,熊飞,刘静,等. 基于某车型动力电池包的随机振动疲劳分析与结构设计改进[J]. 机械强度,2020,42(5):1266-1270.
DAI Jiangliang, XIONG Fei, LIU Jing, et al. Random vibration fatigue analysis and structural design improvement of battery pack based on an vehicle[J]. Journal of Mechanical Strength, 2020, 42(5):1266-1270. (In Chinese)
- [7] 乔红娇,戴道成,涂家富,等. 某动力电池包箱体结构安全性分析及优化[J]. 电源技术,2023,47(8):1064-1068.
QIAO Hongjiao, DAI Daocheng, TU Jiafu. Safety analysis and optimization of a power battery box structure[J]. Chinese Journal of Power Sources,2023,47(8):1064-1068. (In Chinese)
- [8] 黄培鑫,兰凤崇,陈吉清. 随机振动与冲击条件下电动车电池包结构响应分析[J]. 汽车工程,2017,39(9):1087-1093.
HUANG Peixin, LAN Fengchong, CHEN Jiqing. The structural response analysis of EV battery pack under random vibration and impact conditions[J]. Automotive Engineering, 2017, 39(9):1087-1093. (In Chinese)
- [9] 王文伟,程雨婷,姜卫远,等. 电动汽车电池箱结构随机振动疲劳分析[J]. 汽车工程学报,2016,6(1):10-14.
WANG Wenwei, CHENG Yuting, JIANG Weiyuan, et al. Random vibration fatigue analysis of electric vehicle battery box[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering,2016,6(1):10-14. (In Chinese)
- [10] SAKAMOTO J J, SHIBUTANI T. Analysis of fatigue damage of aluminium alloy under multiaxial random vibration[C]//22nd European Conference on Fracture: Loading and Environmental Effects on Structural Integrity. Curran Associates, Inc. ,2018:529-534.
- [11] 孔治国,李文帅,黄旻,等. 电动汽车电池包振动条件关键问题研究[C]//中国汽车工程学会. 2019中国汽车工程学会年会论文集(4). 北京:中国汽车工程学会,2019:735-739.
KONG Zhiguo, LI Wenshuai, HUANG Xin, et al. Key problems of battery pack vibration condition of electric vehicle [C]//China Society of Automotive Engineers. 2019 China Society of Automotive Engineers Annual Conference Collection (4). Beijing: China Society of Automotive Engineers,2019:735-739. (In Chinese)
- [12] 赵礼辉,杨鹏,翁硕,等. 四立柱可靠性试验载荷谱标准化方法研究[J]. 振动与冲击,2022,41(5):251-260.
ZHAO Lihui, YANG Peng, WENG Shuo, et al. Standardization method of load spectrum for reliability tests of four poster [J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41(5):251-260. (In Chinese)
- [13] 王举金. 多轴随机振动疲劳预测与加速疲劳试验研究[D]. 成都:西南交通大学,2019:001407.
WANG Jujin. Fatigue prediction and accelerated fatigue test of multiaxial random vibration [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University,2019:001407. (In Chinese)

- [14] DEMIREL G İ, KAYRAN A. Implementation of Dirlik's damage model for the vibration fatigue analysis [J]. *Procedia Structural Integrity*, 2019, 21: 101-111.
- [15] 工业和信息化部. 电动汽车用动力蓄电池安全要求: GB 38031—2020[S]. 北京: 中国标准出版社, 2020: 1-36.
Ministry of Industry and Information Technology. Electric vehicles traction battery safety requirements: GB 38031—2020 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2020: 1-36. (In Chinese)
- [16] 贺光宗, 陈怀海, 贺旭东. 一种多轴向随机激励下结构疲劳寿命分析方法[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(7): 59-63.
HE Guangzong, CHEN Huaihai, HE Xudong. A vibration fatigue life prediction method for the structure under multi-axial random excitation [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(7): 59-63. (In Chinese)
- [17] 万长东, 王敏, 娄豫皖, 等. 动力电池单轴向与三轴向随机振动响应分析[J]. *机械设计与制造*, 2023(4): 261-264.
WAN Changdong, WANG Min, LOU Yuwan, et al. Response characteristics analysis of uniaxial and triaxial random vibration of power battery [J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2023(4): 261-264. (In Chinese)
- [18] 高代阳. 结构多轴振动疲劳寿命预测的频域法[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2020: 1-129.
GAO Daiyang. Spectral method for multiaxial fatigue life prediction of structures under random vibration loadings [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2020: 1-129. (In Chinese)
- [19] 张方, 周凌波, 姜金辉, 等. 基于频域法的随机振动疲劳加速试验设计[J]. *振动、测试与诊断*, 2016, 36(4): 659-664.
ZHANG Fang, ZHOU Lingbo, JIANG Jinhui, et al. Random vibration fatigue accelerated test design based on frequency domain methods [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2016, 36(4): 659-664. (In Chinese)

Comparative study on damage of power battery box under different vibration spectrums

ZHAO Lihui^{1,2,3} PAN Yu¹ FENG Jinzhi^{1,2,3} ZHENG Songlin^{1,2,3} ZHANG Dongdong^{1,2,3}

(1. School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

(2. CMIF Key Laboratory for Strength and Reliability Evaluation of Automotive Structures, Shanghai 200093, China)

(3. Shanghai Technical Service Platform for Reliability Evaluation of New Energy Vehicles, Shanghai 200093, China)

Abstract: Aiming at the vibration fatigue problem of the battery box of electric vehicles, based on the test loads in the real vehicle test field, the fatigue performance of the battery box was compared and analyzed based on single-axis and multi-axis (sequential loading, coupled loading) vibration loads. Firstly, the three-directional acceleration loads were collected at the sensitive points on the battery box in the test field. The power spectral densities were fitted and compared in the same direction of the loads at different measurement points respectively, and the power spectral densities were accelerated through the frequency-domain damage equivalence method to obtain the distribution characteristics of the random vibration three-directional acceleration power spectral densities under the test field specification. Secondly, based on the theory of random vibration fatigue analysis, the multi-axis sequential excitation and multi-axis coupled excitation of the battery box were constructed. Based on fatigue damage equivalence, a uniaxial strengthening spectrum excitation was constructed. Finally, the fatigue damage of the battery box under three kinds of excitation was compared and analyzed by the numerical simulation. The results show that the damage locations of the battery box are consistent under the three excitations. The damage under multi-axis coupled excitation is greater than that under multi-axis sequential excitation, and the single-axis enhancement spectrum has a better reproduction effect on the multi-axis coupled damage. This can provide guidance for conducting rapid vibration fatigue tests of battery boxes based on uniaxial enhanced load spectra.

Key words: Enhanced load spectrum; Multi-axis coupling; Accelerated test; Fatigue damage; Battery box

Corresponding author: ZHANG Dongdong, E-mail: dongdongzhang@usst.edu.cn

Fund: National Natural Science Foundation of China (51705322)

Received: 2023-11-28 Revised: 2023-12-22