

## PHEV副车架焊缝疲劳试验加速载荷谱研究

赵礼辉<sup>1,2,3</sup> 魏绪国<sup>1</sup> 梁山<sup>4</sup> 翁硕<sup>1,2,3</sup> 冯金芝<sup>1,2,3</sup> 张东东<sup>1,2,3</sup>

(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)

(4. 北汽福田汽车股份有限公司时代领航卡车工厂, 诸城 262200)

**摘要:** 针对新能源汽车副车架的焊缝疲劳试验问题, 提出一种基于失效主导载荷的程序载荷谱编制方法。首先, 建立后副车架有限元模型, 将单位载荷下应力分布与各连接点载荷相耦合, 运用结构应力法对副车架焊缝进行疲劳寿命评估, 并筛选出容易失效的6处危险点; 其次, 通过对比各连接点载荷损伤大小, 确定焊缝危险单元对应的失效主导连接点; 然后, 通过焊缝处主应力分析、时域相关性和单轴损伤贡献量确定失效主导载荷, 实现多轴载荷降维, 降低台架试验加载难度; 最后, 基于失效主导载荷输出伪损伤矩阵, 挑选特征工况及其比例得到疲劳加速试验程序载荷谱, 根据损伤等效原则确定其最小循环次数。数值仿真结果表明, 程序载荷谱能够复现危险点损伤, 且具有较高的加速系数, 验证了加速试验谱的有效性。

**关键词:** 后副车架; 焊缝疲劳; 主应力分析; 失效主导载荷; 特征工况; 程序载荷谱

**中图分类号:** U463.1 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2025.08.001

## 0 引言

在新能源汽车行驶过程中副车架承受来自悬架、车身及动力电池系统等多个方面的复杂载荷作用, 作为汽车的重要承载部件, 其焊缝疲劳失效问题对整车寿命安全尤为重要<sup>[1]54-57</sup>, 需要对其耐久性进行考核。目前常用的耐久性台架试验载荷谱有三类: 随机载荷谱、等幅载荷谱和程序载荷谱<sup>[2]</sup>。其中, 随机载荷谱可以比较全面地描述试验对象的真实受力情况, 但对试验设备要求高; 等幅加载耐久试验简单、成本低, 但忽略了随机载荷谱中包含的大量信息, 精度较低<sup>[3]</sup>; 程序载荷谱是基于随机载荷谱, 经雨流计数和损伤等效原理得到的多级等幅载荷谱, 更能真实地反映试验对象在使用中的受力情况, 具有试验精度高、周期短和成本低的优点。因此, 本文针对当前新能源汽车副车架焊缝疲劳试验费时又费力的问题, 提出一种基于失效主导载荷的程序载荷谱编制方法。

目前, 国内外许多学者都对零部件焊缝处载荷分析及耐久性台架加速程序载荷谱编制进行了大量研究。冯金芝等<sup>[4]</sup>采用虚拟迭代法获取了轻型货车前轴

与车架接附点的载荷, 并将其与单位载荷下的惯性释放结果叠加, 对前轴进行焊缝疲劳寿命分析; 通过对比各方向载荷造成的损伤和最大主应力等特性, 确定了整车作用在前桥的纵向力是前桥焊缝失效的主要因素。安琪等<sup>[5]</sup>基于变幅应力循环的损伤等效恒幅应力计算方法对处于多轴应力状态下的敞车车体进行焊缝疲劳强度评估, 结果表明, 垂直于焊缝方向的正应力对考察焊缝的结构疲劳强度影响最大, 而切应力对结构疲劳强度的影响较小。SHIOZAKI等<sup>[6]</sup>通过台架试验和有限元数值模拟研究了弯曲工况下搭接接头几何形状对焊接疲劳性能的影响, 并验证了焊趾处裂纹扩展方向与最大主应力的关系。高云凯等<sup>[7]92-98</sup>将基于试车场实测路谱获取的车身连接点随机载荷谱简化为单一车身转矩载荷谱, 结合载荷分布规律编制程序载荷谱, 对车身进行疲劳寿命预测, 验证了程序载荷谱相对于原始随机载荷谱能明显加速试验进程。孙英杰<sup>[8]</sup>基于叉车车架危险点的应力历程进行统计特征分析, 结合均、幅值概率密度曲线对叉车作业工况和行驶工况进行应力程序载荷谱编制, 并将应力

收稿日期: 2023-11-22 修回日期: 2024-02-06

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结构可靠性与耐久性评价、多场耦合动力学与失效物理建模、车辆运行大数据挖掘与寿命管理数字孪生; E-mail: Pheigoe@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; 主要研究方向为新能源汽车(电驱动)NVH分析与控制、结构轻量化设计、电驱动系统大数据可靠性评价与设计; E-mail: dongdongzhang@usst.edu.cn。

引用格式: 赵礼辉, 魏绪国, 梁山, 等. PHEV副车架焊缝疲劳试验加速载荷谱研究[J]. 机械强度, 2025, 47(8): 1-10.

ZHAO Lihui, WEI Xuguo, LIANG Shan, et al. Research on accelerated load spectrum for fatigue test of PHEV subframe welds[J]. Journal of Mechanical Strength, 2025, 47(8): 1-10.

与台架加载力关系转化为力载荷谱进行激励,最后通过虚拟台架验证了编制的程序载荷谱能有效地反映叉车车架的疲劳损伤情况。OZTURK<sup>[9]</sup>将有限元和车辆耐久性测试数据合并到单轴加速寿命测试中,对主导载荷分量进行雨流计数,忽略小幅值载荷等级并基于损伤等效的原则确定加载重复次数,通过台架加速试验验证了该方法的有效性。

迄今为止,研究人员对于多轴载荷作用下的焊缝疲劳失效问题<sup>[10-12]</sup>及零部件加速试验<sup>[13]</sup>做了大量研究,但多是基于热点应力或等效转化实测载荷谱等方法进行的,没有考虑零部件实际服役状态下发生疲劳损坏的关键载荷因素,且加速谱编制时直接略去小载荷导致选取的载荷等级覆盖不到不同的使用工况。本文针对目前新能源车副车架焊缝疲劳试验费时又费力的问题,以某插电式混合动力汽车(Plug-in Hybrid Electric Vehicle, PHEV)后副车架为研究对象,基于单位载荷下静力分析结果和连接点载荷对副车架进行焊缝疲劳寿命评估;从主应力分析、时域相关性和损伤贡献量等方面对焊缝处承受的复杂载荷进行降维处理,确定失效主导载荷;最后,基于失效主导载荷结合雨流计数和损伤等效原则编制了五级程序载荷谱,通过仿真验证该加速谱的有效性,完成副车架耐久性快速试验评价。

## 1 多轴载荷下后副车架焊缝疲劳寿命分析

基于后副车架单位静载下的应力分布和连接点载荷,采用结构应力法进行焊缝疲劳寿命分析,为失效主导载荷分析与加速谱编制提供基础数据。

### 1.1 副车架静力分析

以某乘用车后副车架为研究对象,其材料采用SAPH440汽车结构钢,性能参数如表1所示,副车架有限元模型如图1所示。副车架的焊接接头属于角接类,采用壳单元模拟。焊缝周边划分出热影响区,设焊缝所连接的两层钣金的厚度分别为 $t_1$ 和 $t_2$ ,则热影响区的单元尺寸细化至小于 $2 \times \min(t_1, t_2)$ ,焊缝本体单元的厚度设置为 $1.5 \times \min(t_1, t_2)$ 。焊缝材料的弹性模量为 $2.07 \times 10^5$  MPa,泊松比为0.29,密度为 $7.84 \times 10^{-9}$  t/mm<sup>3</sup>。根据副车架母材和焊缝材料参数建立材料属性,并将材料属性和厚度赋给各个组件的模型属性。后悬架控制臂杆件和副车架的螺栓连接处采用RBE2单元模拟;副车架和车身之间的衬套采用CBUSH单元模拟;其他主要为四边形单元,大小为4 mm。前处理后的副车架有限元模型包含86 063个节点和84 461个单元。

与副车架试验台架的工装约束一致,约束副车架与车身后4个连接点的所有自由度。副车架与外倾

表1 SAPH440钢的材料属性

Tab. 1 Material property of SAPH440 steel

屈服强度 Yield strength/MPa	抗拉强度 Tensile strength/ MPa	弹性模量 Modulus of elasticity/MPa	泊松比 Poisson ratio	密度 Density/ (t/mm <sup>3</sup> )
305	440	$2.1 \times 10^5$	0.3	$7.8 \times 10^{-9}$

杆、前束杆、弹簧连杆及横向稳定杆的连接点(图1中实线箭头所示)是焊缝疲劳寿命分析的载荷作用点。在这些连接点分别施加6个方向的单位静载荷,开展静力学分析,得到各个单位载荷下的副车架应力分布,也称载荷分量的应力影响因子,用于后续疲劳寿命分析。图2所示为外倾杆左侧单位垂向力下的应力分布。

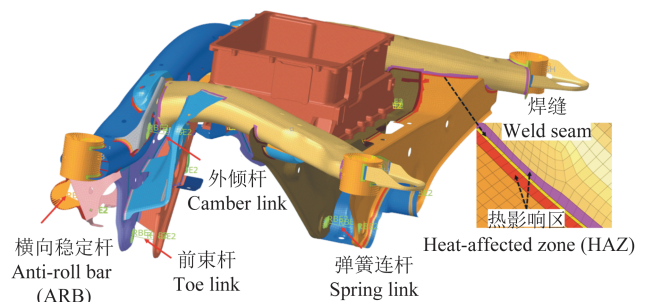


图1 后副车架有限元模型

Fig. 1 Finite element model of the rear subframe

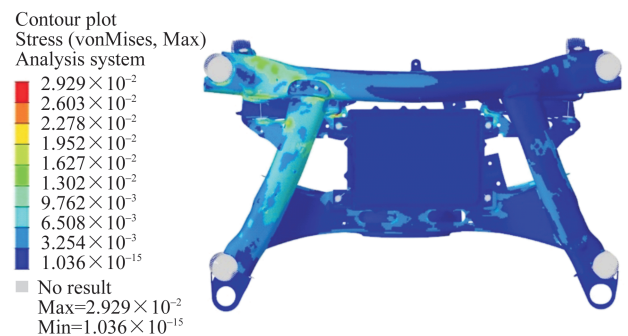


图2 外倾杆左侧单位垂向力下的应力分布

Fig. 2 Stress distribution in the left camber link under unit vertical force

### 1.2 副车架焊缝疲劳寿命分析

基于整车动力学模型,采用虚拟试验法<sup>[14]</sup>进行载荷分解以获得副车架各个连接点载荷。图3给出了比利时路况下副车架左侧外倾连杆连接点载荷。

根据试验场规范确定各典型路况循环次数(表2)。在nCode软件中构建用于副车架焊缝疲劳寿命分析的载荷工况循环文件(duty cycle)。

结构应力法<sup>[15-17]</sup>也称热点应力法,适用于因焊接结构不连续或切口影响而产生裂纹的结构危险点疲劳寿命分析<sup>[15-58]</sup>。结构应力计算式为

$$R_s = R_m + R_b = f_y/t_i + 6m_x/t_i^2 \quad (1)$$

式中, $R_s$ 为结构应力; $R_m$ 为膜应力; $R_b$ 为弯曲应力; $f_y$ 为线力,是焊线单位长度的力; $m_x$ 为线力矩,是焊线单位长度上的力矩; $t_i$ 为母板厚度。

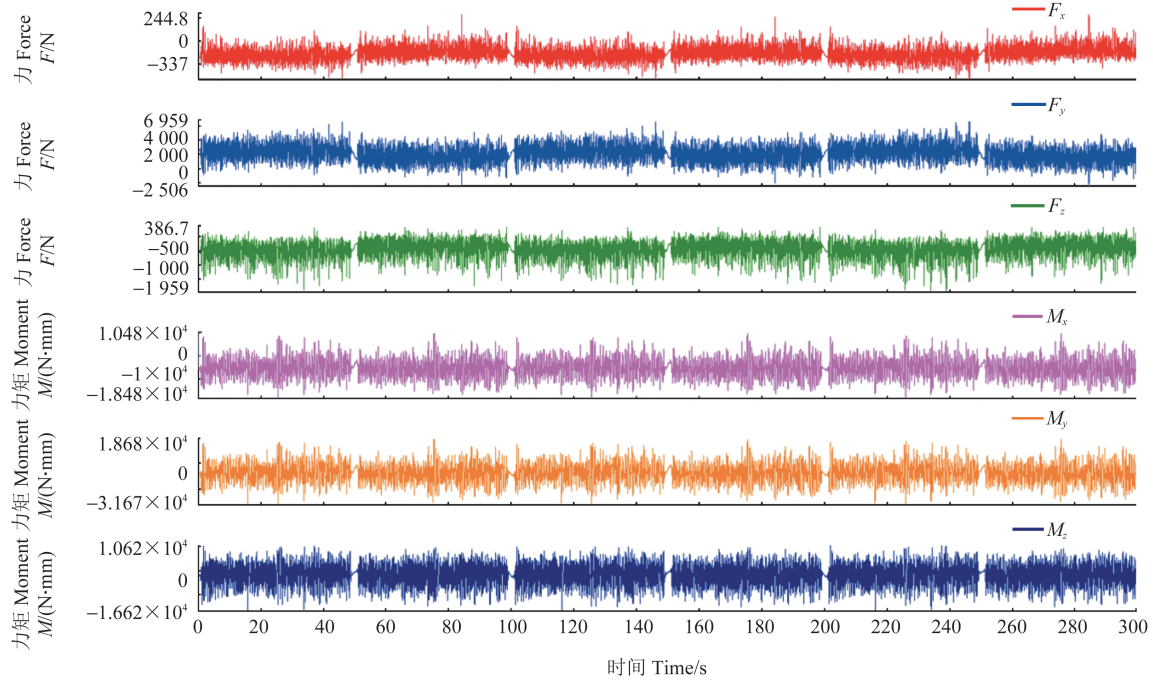


图 3 比利时路左侧外倾连杆连接点载荷

Fig. 3 Connection point load of the left camber link in Belgian road

表 2 各典型路况循环次数

Tab. 2 Cycle times of each typical road condition

路况 Road condition	循环次数 Number of cycles
搓板路 Washboard road	2 700
比利时路 Belgian road	900
坑洼路 Pothole road	5 400
正弦斜坡 Sine slope	2 700
铁轨路 Rail road	400

在 nCode 软件的 SeamWeldAnalysis 模块中对副车架焊缝添加图 4 所示的材料应力-寿命曲线(依据 nCode 模板修改得到,仅供参考),母材材料无须设置,平均应力修正采用 FKM 方法。图 5 为获得的副车架焊缝寿命分析云图。由图 5 可以看出,最容易失效的位置在副车架前梁与左纵梁连接的焊缝处(虚线箭头所示),其寿命为试验场规范里程的 0.76。图 6 所示为道路载荷数据和虚拟试验场损伤对比。由图 6 可知,采用虚拟试验场法和实测路谱迭代载荷分解<sup>[18]</sup>得到的焊缝最危险位置相同,损伤大小基本一致,验证了焊缝疲劳分析的有效性。进一步观察发现,副车架焊缝处损伤主要集中在焊趾处。这主要是因为焊缝接头处存在几何不连续性,焊缝结构在受到悬架控制臂杆件的载荷作用后其附近的应力变化剧烈,容易产生应力集中现象。

根据副车架焊缝疲劳寿命分析结果,导出单元节点损伤寿命,筛选出表 3 所示的副车架最易失效的前 6 处焊缝危险点(图 5 中实线箭头所示),用作后续加速谱编制的损伤复现参考点。表 3 中,ODP 为车载动力

系统(On-Board Powertrain)。

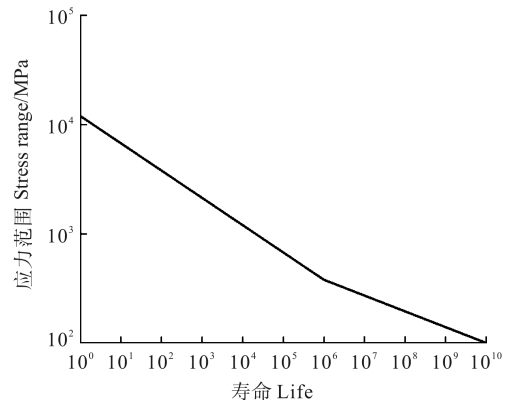


图 4 焊缝材料应力-寿命曲线

Fig. 4 Stress-life curve of the weld material

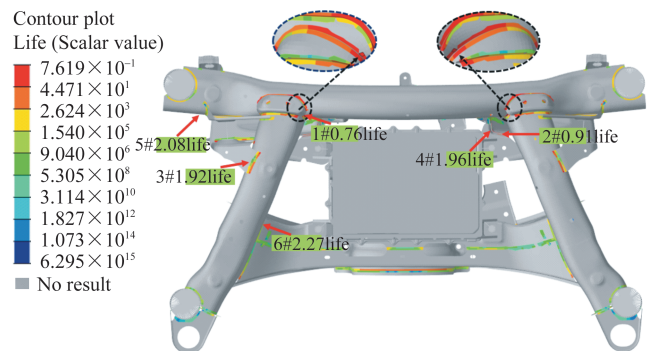


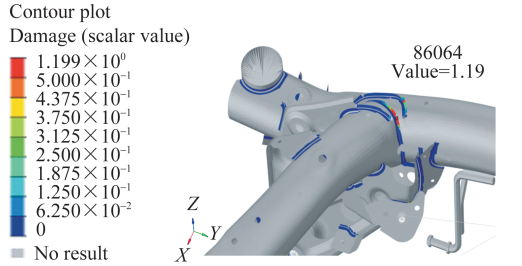
图 5 副车架焊缝寿命云图

Fig. 5 Life nephogram of the subframe's welds

## 2 焊缝风险处失效主导载荷分析

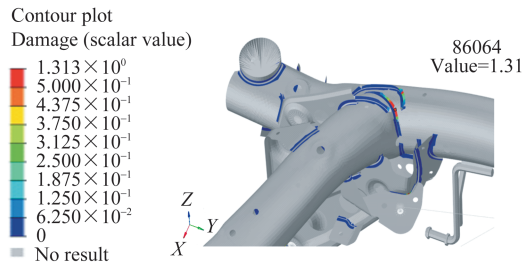
台架试验相比整车道路试验能大幅缩短试验时间,可以为产品的高效开发提供有效的数据支撑。为

使台架试验以较少的加载通道准确复现整车路试下焊缝危险点的失效情况,本节首先通过对比各连接点载荷对危险点的损伤贡献量确定失效主导连接点,接着通过焊缝处主应力分析、时域相关性和单轴损伤贡献量确定焊缝各危险点对应的失效主导载荷通道,降低台架试验加载难度。



(a) 道路载荷数据作用下的损伤

(a) Damage under the action of road load data



(b) 虚拟试验场载荷作用下的损伤

(b) Damage under the load conditions of the virtual test field

图6 道路载荷数据与虚拟试验场载荷下的损伤对比

Fig. 6 Comparison of damage under road load data and under load conditions in the virtual test field

## 2.1 失效主导连接点判定

分别计算各连接点载荷单独作用时对副车架焊缝危险点造成的损伤,根据损伤贡献量确定各危险点对应的失效主导连接点。为减少计算量,将各路况连接点载荷串接,得到831 s的载荷,图7给出了左侧外倾杆垂向力串接载荷。参照第1.2节中的焊缝疲劳寿命分析方法,对比各连接点载荷对危险点的损伤贡献量,确定表4所示的失效主导连接点。以1#危险点为例,其失效主导连接点是横向稳定杆和副车架的左侧连接点(ARB\_L)。

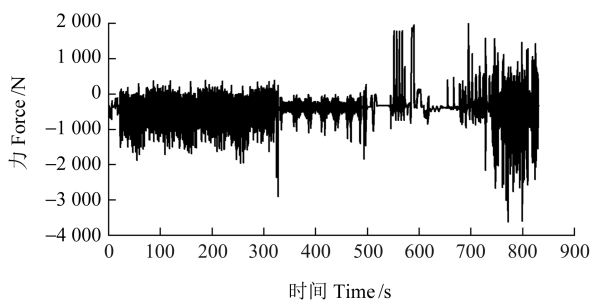


图7 左侧外倾杆垂向力串接载荷

Fig. 7 Vertical-force series load of the left camber link

表3 焊缝失效危险点统计

Tab. 3 Statistics of failure danger points of welds

危险点编号 Dangerous point number	单元ID Element ID	损伤 Damage	寿命 Life	危险部位描述 Dangerous area description
1#	86 064	1.31	0.76	前梁与左纵梁连接处 Connection between the front beam and the left longitudinal beam
2#	2 042 928	1.1	0.91	ODP支架与右前束杆支架连接处 Connection between ODP bracket and the right toe link bracket
3#	2 029 513	0.52	1.92	ODP支架与左纵梁连接处 Connection between ODP bracket and the left longitudinal beam
4#	2 036 540	0.50	1.96	右前束杆支架与ODP支架连接处 Connection between the right toe link bracket and ODP bracket
5#	85 577	0.48	2.08	左外倾杆支架与前梁连接处 Connection between the left camber link bracket and the front beam
6#	138 361	0.44	2.27	后上梁与左纵梁连接处 Connection between the rear upper beam and the left longitudinal beam

表4 失效主导连接点统计

Tab. 4 Statistics of failure dominant connection points

危险单元编号 Dangerous element number	失效主导连接点 Failure dominant connection point
1#	横向稳定杆左侧 Left side of the anti-roll bar-ARB_L
2#、4#	弹簧连杆右侧 Right side of the spring link-Spring_R
3#、5#	前束杆左侧 Left side of the toe link-Toelink_L
6#	横向稳定杆右侧 Right side of the anti-roll bar-ARB_R

## 2.2 失效主导载荷通道判定

在失效危险单元上布置虚拟应变花,通过其测量的应变数据计算绝对值最大的主应力,从焊缝处主应力分析、时域相关性和损伤贡献量进一步判定失效主导载荷通道。

### 2.2.1 焊缝处主应力分析

由于多轴载荷下副车架焊缝处应力情况较为复杂,且焊缝处疲劳裂纹扩展通常是由垂直于裂纹方向的主应力所致<sup>[1]128-130</sup>,为实现多轴载荷降维,降低台架试验难度。在6处失效危险单元上布置虚拟应变花<sup>[19]</sup>(图8所示应变花的0°方向沿焊缝长度方向),通过其测量的应变数据计算绝对值最大的主应力及对应角度,图9所示为提取的1#危险点绝对值最大的主应力。

由图 10 可知,绝对值最大主应力的频次最高处出现在与焊缝长度方向成  $80^{\circ}\sim 90^{\circ}$  的方向。这证实了,与焊缝垂直方向的主应力是引起副车架焊缝疲劳损伤的主要因素。根据图 11 中的焊缝危险单元损伤分布情况,损伤主要集中在靠近焊缝长度的  $0\sim 10^{\circ}$  方向。此外,在焊趾处的疲劳裂纹通常沿着焊缝长度方向扩展<sup>[20]</sup>。这证明上述焊缝处主应力分析具有较高精度。

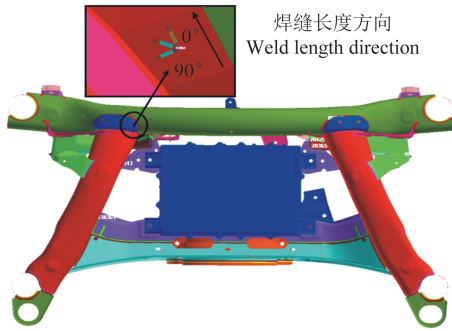


图 8 虚拟应变花布置示意图

Fig. 8 Schematic diagram of virtual strain rosette arrangement

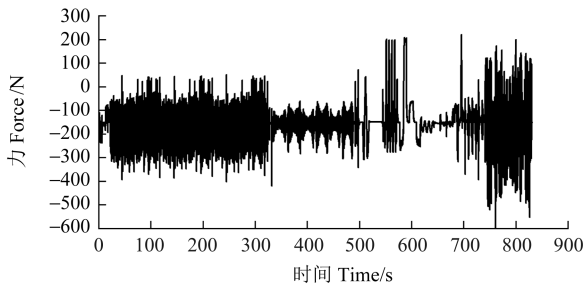


图 9 1#危险点处绝对值最大主应力

Fig. 9 Absolute maximum principal stress at 1# danger point

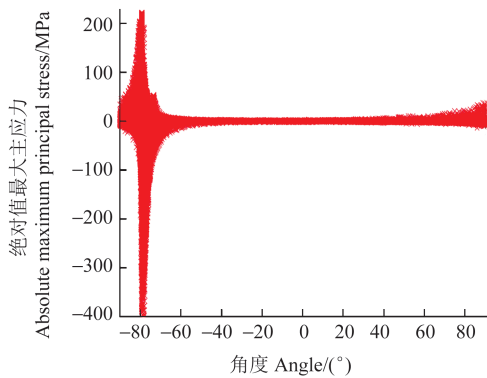


图 10 1#危险点处绝对值最大主应力分布

Fig. 10 Distribution of the absolute maximum principal stress at 1# danger point

### 2.2.2 失效主导连接点各向载荷与最大主应力的时域相关性

对危险点处绝对值最大主应力与失效主导连接

点各轴向载荷进行归一化处理,以消除载荷间单位、量级不同带来的影响<sup>[21]</sup>,然后采用二维交会图法对载荷进行相关性分析。以 1#危险点为例,该危险点的绝对值最大主应力与横向稳定杆左侧(ARB\_L)连接点 6 个轴向载荷间的时域相关性如图 12 所示,其中  $F_z$ 、 $M_x$ 、 $M_z$  轴向载荷与应力信号具有较好的相关性。

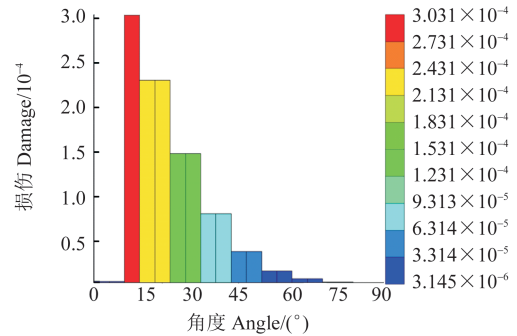


图 11 焊缝危险单元损伤分布

Fig. 11 Distribution of damage to dangerous elements in welds

进一步采用 Pearson 相关系数法定量表示连接点各轴向载荷与危险点绝对值最大主应力两个变量之间的线性相关程度。相关系数表达式为

$$R(X,Y) = \frac{S_{Cov}(X,Y)}{\sqrt{S_{Var}(X)S_{Var}(Y)}} \quad (2)$$

式中, $R$ 为相关系数; $X$ 、 $Y$ 分别为各危险点绝对值最大主应力和失效主导连接点各轴向载荷; $S_{Cov}(X,Y)$ 为主应力和载荷的协方差; $S_{Var}(X)$ 为主应力的方差; $S_{Var}(Y)$ 为载荷的方差。计算得出 1#危险点绝对值最大主应力与横向稳定杆左侧各轴向载荷间的相关系数如表 5 所示。

### 2.2.3 单轴载荷通道损伤贡献量分析

从损伤贡献量方面进一步考察各个轴向载荷对危险点的损伤贡献情况,以确定失效主导载荷通道。由图 13 可知,相关性较大的载荷通道的损伤贡献不一定大, $F_z$  轴向载荷造成的损伤远大于其他轴向载荷。由此确定 ARB\_L- $F_z$  为 1#危险点的失效主导载荷通道,即加速试验谱的编制方向。

### 2.2.4 确定失效主导载荷通道

以同样的方法确定其余 5 个危险点的失效主导载荷通道,作为加速试验谱编制方向,汇总结果如表 6 所示。

表 5 1#危险点主应力与横向稳定杆左侧各轴向载荷相关系数

Tab. 5 Correlation coefficient between the principal stress at 1# danger point and each axial load of the left ARB

危险单元 Dangerous element	连接点 Connection point	$F_x$	$F_y$	$F_z$	$M_x$	$M_y$	$M_z$
86 064	横向稳定杆左侧 Left side of the anti-roll bar-ARB_L	-0.807	0.508	0.979	-0.975	-0.366	-0.945

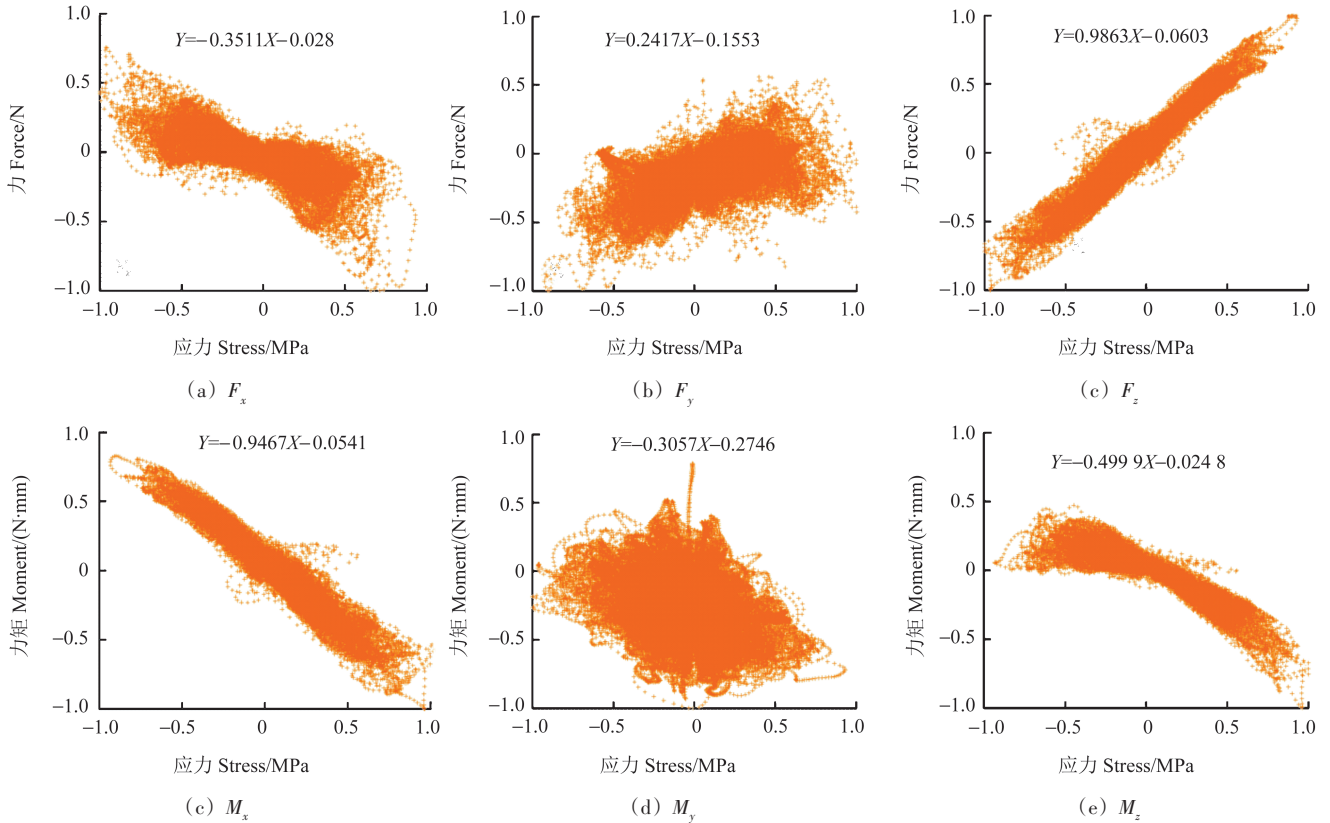


图 12 1#危险点单轴时域相关性  
Fig. 12 Uniaxial time-domain correlation of 1# dangerous point

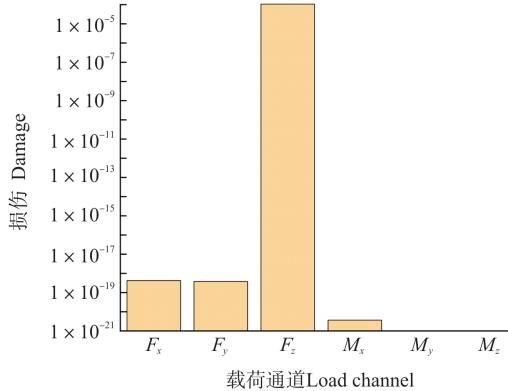


图 13 1#危险点单轴载荷损伤贡献量

Fig. 13 Uniaxial load damage contribution of 1# danger point

表 6 失效主导载荷通道汇总

Tab. 6 Summary of failure dominant load channels

危险点编号 Dangerous point number	失效主导连接点 Failure dominant connection point	载荷通道 Load channel
1#	横向稳定杆左侧 Left side of the anti-roll bar-ARB_L	$F_z$
2#、4#	弹簧连杆右侧 Right side of the spring link-Spring_R	$F_y$
3#、5#、6#	前束杆左侧 Left side of the toe link-Toelink_L	$F_y$

### 3 副车架加速试验谱编制与验证

基于失效主导载荷挑选特征工况，编制后副车架

疲劳加速试验五级程序载荷谱，结合损伤等效原则确定其循环次数，并通过仿真验证加速谱的有效性，实现后副车架耐久性快速试验评价。

#### 3.1 特征工况选取

针对副车架耐久性试验，所选工况不仅要覆盖不同的典型工况，还要具有较高的损伤强度，从而达到加速试验的目的，实现零部件耐久性快速考核。

以1#危险点为例，对其失效主导载荷 ARB\_L\_ $F_z$  的载荷-时间历程进行雨流循环计数。其中将对损伤起主要作用的载荷变程划分为8个载荷级<sup>[22]</sup>，为计数后体现均值的对称性将其划分为11个载荷级。经雨流计数后，ARB\_L\_ $F_z$  载荷通道中的变程和均值对应的循环次数如图14所示。

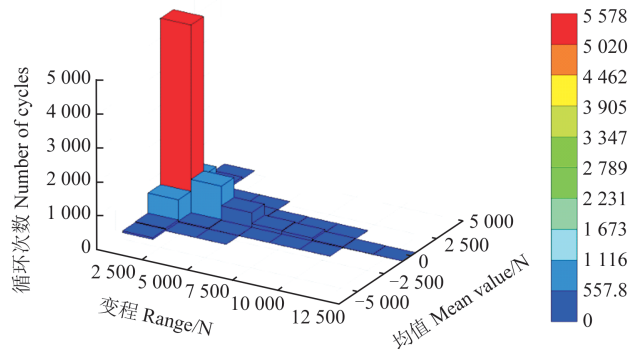


图 14 通道 ARB\_L\_ $F_z$  雨流计数矩阵直方图  
Fig. 14 Matrix histogram of channel ARB\_L\_ $F_z$  rain flow count

载荷的伪损伤能够评判载荷的严重程度。基于雨流循环计数和线性累积损伤准则,结合应力-寿命曲线表达式计算伪损伤:

$$\lg S + \frac{\lg N}{b} = \lg S_c \quad (3)$$

式中, $S$ 为应力范围; $N$ 为试件在应力范围作用下的疲劳寿命; $S_c$ 为应力范围截距; $b$ 为疲劳强度指数, $b$ 的选择应该反映被分析组件的类型<sup>[23]</sup>。本文取 $b$ 为 $-4$ , $S_c$

为 12 000。运用 Miner 线性累积损伤计算式,计算各载荷等级对应的损伤:

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (4)$$

式中, $n_i$ 为各级载荷实际循环次数; $N_i$ 为各载荷作用下的疲劳寿命。

由上述计算式输出损伤矩阵及各级载荷损伤贡献,如表 7 所示。

表 7 伪损伤矩阵及各级载荷损伤贡献  
Tab. 7 Pseudo damage matrix and damage contribution of each level of load

均值 Mean value/N	变程 Range/N							
	840.321	2 520.96	4 201.6	5 882.25	7 562.89	9 243.53	10 924.2	12 604.8
5 971.99	0	0	0	0	0	0	0	0
4 761.81	2.40×10 <sup>-5</sup>	0	0	0	0	0	0	0
3 551.62	1.68×10 <sup>-3</sup>	0	0	0	0	0	0	0
2 341.44	2.60×10 <sup>-3</sup>	3.90×10 <sup>-3</sup>	1.50×10 <sup>-2</sup>	0	0	0	0	0
1 131.26	2.11×10 <sup>-2</sup>	1.32×10 <sup>-1</sup>	3.91×10 <sup>-1</sup>	5.77×10 <sup>-1</sup>	4.73×10 <sup>-1</sup>	3.52×10 <sup>-1</sup>	0	0
-78.925	1.34×10 <sup>-1</sup>	1.97	6.46	6.06	1.31×10 <sup>1</sup>	9.15	5.49	2.43
-1 289.11	1.59×10 <sup>-2</sup>	5.26×10 <sup>-2</sup>	9.02×10 <sup>-2</sup>	5.77×10 <sup>-2</sup>	1.58×10 <sup>-1</sup>	3.52×10 <sup>-1</sup>	0	0
-2 499.29	1.61×10 <sup>-3</sup>	1.95×10 <sup>-3</sup>	1.50×10 <sup>-2</sup>	0	0	0	0	0
-3 709.47	1.13×10 <sup>-3</sup>	0	0	0	0	0	0	0
-4 919.66	0	0	0	0	0	0	0	0
-6 129.84	0	0	0	0	0	0	0	0
损伤贡献 Damage contribution/%	0.37	4.55	14.67	14.09	28.88	20.74	11.56	5.12

根据伪损伤分布及各级载荷损伤贡献确定特征工况:挑选损伤贡献中等级最大且频次最高对应的载荷作为损伤复现代表性工况,即选(4 201.6, -78.925), (7 562.89, -78.925)作为特征工况点;同时考虑极端工况,选取最大载荷变程作为极端载荷,对应的特征工况点为(12 604.8, -78.925)。其余载荷等级根据损伤贡献将小载荷向选取的特征工况进行载荷转移,如图 15 所示。前两级小载荷向选取的第三级特征工况大载荷进行损伤转移,增加大载荷循环次数,从而实现加速试验的效果。

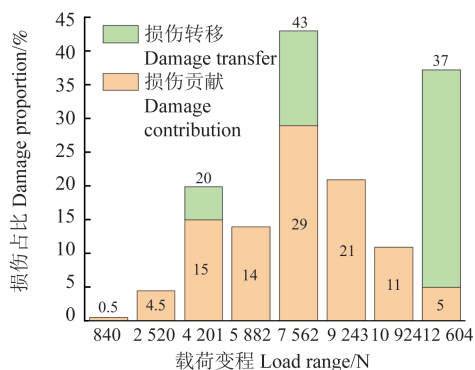


图 15 小载荷向大载荷的损伤转移  
Fig. 15 Damage transfer from small loads to large loads

### 3.2 各特征工况时长确定

根据表 7 计算小载荷及所选取特征工况载荷的总伪损伤量,结合特征工况载荷单次伪损伤量确定程序谱特征工况载荷的循环次数,即各个载荷等级比例,如表 8 所示。

表 8 副车架疲劳加速试验特征工况及比例  
Tab. 8 Characteristic working conditions and proportions of the subframe fatigue acceleration test

载荷等级 Load level	低 Low	中 Medium	高 High
特征工况载荷 Characteristic working condition load/N	4 201.6	7 562.89	12 604.8
特征工况均值 Mean value of characteristic working conditions/N	-78.9	-78.9	-78.9
总伪损伤量 Total pseudo damage amount	9.316 240 649	20.424 629 99	17.788 085 39
单次载荷伪损伤量 Pseudo damage amount under single load	0.015 029 994	0.157 779 70	1.217 429 54
各载荷等级循环次数 Number of cycles per load level	620	130	15

加速试验加载方式采用正弦波加载,并采用“低-高-低”的加载顺序<sup>[7]92-98</sup>,取各特征工况载荷变程的 1/2

为加载谱的幅值载荷,频率为2 Hz。加速谱载荷表达式为

$$F = A \sin(\omega t) + k \quad (5)$$

式中, $A$ 为加速谱特征载荷幅; $\omega = 2\pi f$ ,其中 $f$ 为载荷谱加载频率, $f=2$  Hz; $t$ 为时间; $k$ 为纵向偏移,即特征工况载荷均值。将特征工况进行拼接,得到副车架台架疲劳试验五级程序载荷谱,单谱总时长为760 s,如图16所示。

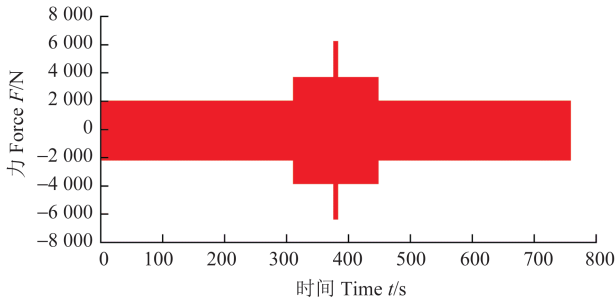


图16 副车架疲劳试验程序载荷谱

Fig. 16 Program load spectrum of the subframe fatigue test

### 3.3 最小循环次数确定

最小循环次数是指达到危险点目标损伤所需的最小试验循环次数,它由加速谱单次循环产生的实际损伤与试验场耐久规范下的总损伤共同决定,其计算式为

$$L = \frac{L_1}{L_0} \quad (6)$$

式中, $L$ 为最小循环次数; $L_1$ 为试验场耐久规范下的总损伤量; $L_0$ 为加速谱单次循环产生的损伤量。将编制的五级程序载荷单谱输入到第1.2节的疲劳寿命分析模型中,得到单次损伤,结合试验场耐久规范下总损伤,确定表9所示的1#危险点对应的加速谱最小循环次数。

表9 1#危险点疲劳加速试验最小循环次数

Tab. 9 Minimum number of cycles of the fatigue acceleration test at 1# danger point

目标损伤 Target damage	1.31
单次载荷谱损伤 Single load spectrum damage	0.000 260 8
最小循环次数 Minimum number of cycles	5 024
总试验时长 Total test duration/h	1 123.4

加速试验时长为1 123.4 h,不满足加速要求。为缩短加速试验时长,对正弦加载谱幅值取1.8的加速系数,获得新的加速试验谱。在该加速谱作用下,1#危险点需350次试验循环,试验时长为78.3 h,满足加速要求。同理,编制其他失效主导载荷的加速谱并确定循环次数。各个危险点处的加速谱载荷幅值(仅列出最大一级)及试验循环次数如表10所示。

### 3.4 程序载荷谱有效性验证

受试验条件限制,采用有限元法模拟台架试验工况。验证时,约束副车架与车身连接的前后4个位置的全部自由度,采用表10所示的加速谱驱动模型进行仿真计算,统计出表11所示的各失效危险点的损伤情况。其中,原始载荷时长为试验场耐久规范下各路况循环总时长。结果表明,编制的加速试验谱能够复现危险点处的损伤目标且具有较高的加速系数,副车架焊缝疲劳加速试验谱准确合理。

表10 副车架疲劳试验加速谱统计

Tab. 10 Accelerated spectrum statistics of the subframe fatigue test

危险点编号 Dangerous point number	加速谱载荷通道 Accelerated spectrum load channel	幅值 Amplitude/ N	循环次数 Number of cycles
1#	左侧横向稳定杆垂向力 Vertical force on the left side of the anti-roll bar-ARB_L_Fz	11 345	350
2#、4#	右侧弹簧连杆侧向力 Lateral force on the right side of the spring link-Spring_R_Fy	14 412	2 100
3#、5#、6#	左侧前束杆侧向力 Lateral force on the left side of the toe link-Toelink_L_Fy	15 700	2 600

表11 加速谱验证结果统计

Tab. 11 Result statistics of the accelerated spectrum validation

危险点编号 Dangerous point number	目标损伤 Target damage	加速损伤 Accelerated damage	加速试验时长/h Acceleration test duration/h	原始载荷时长 Original load duration/h	加速系数 Acceleration factor
1#	1.31	1.32	78.3	378.2	5
2#	1.1	1.11	107.9		4
3#	0.52	0.53	29.6		13
4#	0.5	0.73	103.4		4
5#	0.48	0.65	21.7		17
6#	0.44	0.45	49.8		8

## 4 结论

结合后副车架静力分析结果和连接点载荷,对后副车架进行焊缝疲劳寿命分析与失效主导载荷研究,提出了一种基于失效主导载荷的副车架焊缝疲劳试验加速谱编制方法。得出的主要结论如下:

1)将副车架单位载荷下静力分析得到的应力分布和连接点载荷进行线性叠加,运用结构应力法对副车架焊缝进行疲劳寿命分析。结果表明,副车架疲劳失效的部位主要发生在副车架纵梁和前横梁的连接处。

2)通过焊缝处主应力、时域相关性和损伤贡献量分析确定了后副车架危险点对应的失效主导载荷,实现了多轴载荷降维,可降低台架试验加载难度。

3) 基于失效主导载荷,结合雨流计数和损伤等效原则,构建了副车架疲劳试验五级程序载荷谱及其循环次数,数值仿真验证了加速试验谱的有效性。本文提出的基于失效主导载荷的副车架疲劳试验加速谱编制方法可以推广应用于汽车底盘其他机械零部件结构的耐久性快速试验。

### 参考文献(References)

- [1] 缪炳荣. 现代车辆结构疲劳寿命预测和耐久性分析[M]. 北京: 科学出版社, 2017: 54-58, 128-130.  
MIAO Bingrong. Modern vehicle structure fatigue life prediction and durability analysis [M]. Beijing: Science Press, 2017: 54-58, 128-130. (In Chinese)
- [2] 花菲菲, 郑松林, 冯金芝, 等. 基于时域损伤编辑法的整车道路模拟试验谱编制[J]. 机械强度, 2015, 37(5): 964-971.  
HUA Feifei, ZHENG Songlin, FENG Jinzhi, et al. Spectrum compilation for vehicle road simulation test based on time correlated fatigue analysis with damage editing method[J]. Journal of Mechanical Strength, 2015, 37(5): 964-971. (In Chinese)
- [3] 柳泽田, 尹辉俊. 某乘用车副车架程序载荷谱编制[J]. 机械设计, 2020, 37(9): 61-66.  
LIU Zetian, YIN Huijun. Identifying the program load spectrum of a passenger vehicle's sub-frame [J]. Journal of Machine Design, 2020, 37(9): 61-66. (In Chinese)
- [4] 冯金芝, 袁承麟, 于佳伟, 等. 轻型货车前桥焊缝失效载荷分析与厚度匹配优化[J]. 汽车工程, 2022, 44(7): 1107-1115.  
FENG Jinzhi, YUAN Chenglin, YU Jiawei, et al. Failure load analysis and thickness matching optimization of weld seam on front axle of a light truck [J]. Automotive Engineering, 2022, 44(7): 1107-1115. (In Chinese)
- [5] 安琪, 赵华, 刘映安, 等. 基于多轴准则的货车车体疲劳寿命分析方法[J]. 机械工程学报, 2019, 55(2): 64-72.  
AN Qi, ZHAO Hua, LIU Ying'an, et al. Fatigue life analysis method for freight carbody based on multi-axial criteria [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(2): 64-72. (In Chinese)
- [6] SHIOZAKI T, YAMAGUCHI N, TAMAI Y, et al. Effect of weld toe geometry on fatigue life of lap fillet welded ultra-high strength steel joints[J]. International Journal of Fatigue, 2018, 116: 409-420.
- [7] 高云凯, 徐成民, 方剑光. 车身台架疲劳试验程序载荷谱研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(4): 92-98.  
GAO Yunkai, XU Chengmin, FANG Jianguang. Study on the programmed load spectrum of the body fatigue bench test [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(4): 92-98. (In Chinese)
- [8] 孙英杰. 基于虚拟迭代的叉车车架疲劳寿命分析及程序载荷谱编制[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2021: 51-58.  
SUN Yingjie. Fatigue life analysis and program load spectrum compilation of forklift truck frame based on virtual iteration [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2021: 51-58. (In Chinese)
- [9] OZTURK U E. A novel approach for accelerated life testing of ground vehicle components [J]. Experimental Techniques, 2017, 41(2): 171-178.
- [10] 吴炜, 石启军, 王磊, 等. 基于动态特性试验的半挂车车架疲劳分析[J]. 机械强度, 2023, 45(2): 481-487.  
WU Wei, SHI Qijun, WANG Lei, et al. Fatigue life analysis of the frame of a semi trailer special vehicle [J]. Journal of Mechanical Strength, 2023, 45(2): 481-487. (In Chinese)
- [11] 朱剑峰, 张君媛. 汽车减振器支架焊缝疲劳寿命优化设计[J]. 汽车工程, 2017, 39(7): 802-806.  
ZHU Jianfeng, ZHANG Junyuan. Optimal design of fatigue life for the welds in vehicle shock absorber bracket [J]. Automotive Engineering, 2017, 39(7): 802-806. (In Chinese)
- [12] SHAMS E, VORMWALD M. Fatigue of weld ends under combined loading [J]. International Journal of Fatigue, 2017, 100: 627-638.
- [13] PARAFOROS D S, GRIEPENTROG H W, VOUGIOUKAS S G. Methodology for designing accelerated structural durability tests on agricultural machinery [J]. Biosystems Engineering, 2016, 149: 24-37.
- [14] 杜建, 于人杰, 肖攀, 等. 载荷分析方法与下摆臂疲劳性能关系研究[J]. 机械强度, 2021, 43(4): 945-954.  
DU Jian, YU Renjie, XIAO Pan, et al. Research on the relationship between load analysis method and fatigue of lower control arm [J]. Journal of Mechanical Strength, 2021, 43(4): 945-954. (In Chinese)
- [15] 黄力平. 汽车结构的耐久性: 理论与实践[M]. 北京: 机械工业出版社, 2020: 209-216.  
HUANG Liping. Automotive structural durability: principle and practice [M]. Beijing: China Machine Press, 2020: 209-216. (In Chinese)
- [16] 聂春戈, 魏鸿亮, 董平沙, 等. 基于结构应力方法的正面角焊缝抗剪强度分析[J]. 焊接学报, 2015, 36(1): 70-74, 116-117.  
NIE Chunguo, WEI Hongliang, DONG Pingsha, et al. Shear strength analysis of transverse fillet welds based on structural stress method [J]. Transactions of the China Welding Institution, 2015, 36(1): 70-74, 116-117. (In Chinese)
- [17] 曹蕾蕾, 王严, 王留涛, 等. 大型焊接结构疲劳寿命评估研究综述[J]. 机械强度, 2022, 44(6): 1443-1454.  
CAO Leilei, WANG Yan, WANG Liutao, et al. Review of research on fatigue life evaluation for large welded structures [J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(6): 1443-1454. (In Chinese)
- [18] 董国疆, 王威, 杜飞, 等. 虚拟迭代法转向节载荷谱提取与验证[J]. 机械强度, 2020, 42(6): 1323-1331.  
DONG Guojiang, WANG Wei, DU Fei, et al. Extraction and verification of load spectrum of steering knuckle based on virtual iteration method [J]. Journal of Mechanical Strength, 2020, 42(6): 1323-1331. (In Chinese)
- [19] 郑松林, 刘洋, 冯金芝, 等. 受到随机载荷作用的前副车架疲劳耐久仿真分析[J]. 机械强度, 2014, 36(5): 773-778.  
ZHENG Songlin, LIU Yang, FENG Jinzhi, et al. Virtual fatigue

- analysis of front sub-frame subjected to random loading[J]. Journal of Mechanical Strength, 2014, 36(5): 773-778. (In Chinese)
- [20] 寇宏滨, 邱荣英, 朱剑峰. 轿车用薄板焊接结构疲劳性能研究[J]. 中国机械工程, 2014, 25(15): 2107-2111.  
KOU Hongbin, QIU Rongying, ZHU Jianfeng. Study on fatigue property of auto seam welded thin-sheet structures [J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(15): 2107-2111. (In Chinese)
- [21] 施玉东. 道路载荷下商用车典型结构疲劳耐久性快速评价方法研究[D]. 上海: 上海理工大学, 2022: 64-70.  
SHI Yudong. Research on rapid evaluation method of fatigue durability of typical commercial vehicle structures under road load [D]. Shanghai: University of Shanghai for Science and Technology, 2022: 64-70. (In Chinese)
- [22] CONOVER J C, JAECKEL H R, KIPPOLA W J. Simulation of field loading in fatigue testing [J]. SAE Transactions, 1967, 75: 543-556.
- [23] 郑松林, 周亚捷, 冯金芝, 等. 一种新的考虑伪损伤保留的道路载荷模拟试验加速方法[J]. 机械强度, 2017, 39(2): 410-416.  
ZHENG Songlin, ZHOU Yajie, FENG Jinzhi, et al. A new spectrum development methodology based on pseudo damage reserving for road load simulation test [J]. Journal of Mechanical Strength, 2017, 39(2): 410-416. (In Chinese)

## Research on accelerated load spectrum for fatigue test of PHEV subframe welds

ZHAO Lihui<sup>1,2,3</sup> WEI Xuguo<sup>1</sup> LIANG Shan<sup>4</sup> WENG Shuo<sup>1,2,3</sup> FENG Jinzhi<sup>1,2,3</sup> ZHANG Dongdong<sup>1,2,3</sup>

- (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)
- (4. Time Navigator Truck Factory of Beiqi Foton Automobile Co., Ltd., Zhucheng 262200, China)

**Abstract:** Aiming at the problem of the weld fatigue test of the new energy vehicle subframe, a program load spectrum compilation method based on the failure dominant load was proposed. Firstly, the finite element model of the rear subframe was established, and the stress distribution under unit load was coupled with the load of each connection point. The structural stress method was used to evaluate the fatigue life of the subframe welds, and six dangerous points that were easy to fail were selected. Secondly, by comparing the load damage of each connection point, the failure dominant connection point corresponding to the weld dangerous unit was determined. Then, the failure dominant load was determined by the principal stress analysis, time domain correlation and uniaxial damage contribution at the weld, so as to reduce the dimension of the multi-axial load and reduce the difficulty of the bench test loading. Finally, a pseudo-damage matrix was output based on the failure dominant load, the characteristic working conditions and their proportions were selected to obtain the load spectrum of the fatigue accelerated test program, and the minimum number of cycles was determined according to the principle of the damage equivalence. The numerical simulation results show that the program load spectrum can reproduce the damage of dangerous points and has a high acceleration coefficient, which verifies the effectiveness of the accelerated test spectrum.

**Key words:** Rear subframe; Weld fatigue; Principal stress analysis; Failure dominant load; Characteristic working condition; Program load spectrum

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

Fund: National Natural Science Foundation of China (51705322)

Received: 2023-11-22 Revised: 2024-02-06