

文章编号: 1005-0523(2022)03-0110-08



# 基于主 S-N 曲线法的铁路货车车体虚拟台架试验

赵尚超<sup>1,2</sup>

(1. 天津大学材料科学与工程学院, 天津 300350; 2. 中车齐齐哈尔车辆有限公司, 黑龙江 齐齐哈尔 161002)

**摘要:** 由于缺少心盘、旁承等车体载荷数据, 货车车体疲劳仿真分析的载荷谱通常由近似车型的标准载荷谱进行换算, 计算结果与车体实际寿命存在差异。为了能够获取车体实际线路运行时的载荷谱提高疲劳寿命的计算精度, 引入虚拟车体疲劳试验台架, 该虚拟试验台架能够使用实物台架线路模拟后的驱动载荷数据, 保证仿真输入的准确性。完成虚拟试验计算后, 提取计算后的车体心盘、旁承和车钩载荷数据, 根据损伤等效原则构建成典型工况的载荷谱, 将该载荷谱与主 S-N 曲线法相结合, 进行车体焊缝部位的寿命计算。结果表明: 通过虚拟车体台架试验间接获得载荷谱与主 S-N 曲线法结合进行疲劳评估, 解决了车体载荷输入不准确、名义应力法网格敏感的问题, 比传统的车体疲劳评估更符合实际。

**关键词:** 铁路货车车体; 虚拟试验; 主 S-N 曲线法

中图分类号: U2-9; TG407 文献标志码: A

本文引用格式: 赵尚超. 基于主 S-N 曲线法的铁路货车车体虚拟台架试验[J]. 华东交通大学学报, 2022, 39(3): 110-117.

DOI: 10.16749/j.cnki.jecjtu.20220406.007

## Virtual Test of Railway Freight Car Body Based on Main S-N Curve Method

Zhao Shangchao<sup>1,2</sup>

(1. School of Materials Science and Engineering, Tianjin University, Tianjin 300350, China;

2. CRRC Qiqihar Rolling Stock Co., Ltd., Qiqihar 161002, China)

**Abstract:** Since there is no body load data such as core disk and side bearing, the load spectrum of freight car body fatigue simulation analysis is usually converted from the standard load spectrum of similar models, and the calculated results are different from the actual life of the car body. In order to obtain the load spectrum of the actual car body circuit and improve the calculation accuracy of fatigue life, a virtual car body fatigue test bench was introduced. The virtual car body fatigue test rig adopted the driving load data simulated by the real car body circuit to ensure the accuracy of the simulation input. After the virtual test calculation, the calculated load data of body core disk, side bearing and coupler were extracted, and the load spectrum of typical working conditions was constructed according to the damage equivalence principle. The load spectrum was then combined with the main S-N curve method to calculate the life of the welding of the car body. The results show that the fatigue evaluation based on the load spectrum obtained indirectly by the virtual car body bench test and the main S-N curve method solves the problems of inaccurate car body load input and grid sensitivity by the nominal stress method, which is more practical than the traditional car body fatigue evaluation.

**Key words:** railway freight car body; virtual test; master S-N curve method

收稿日期: 2021-07-01

基金项目: 国家重点研发计划项目(SQ2020YFF0426414)

**Citation format:** ZHAO S C. Virtual test of railway freight car body based on main S-N curve method[J]. Journal of East China Jiaotong University, 2022, 39(3): 110-117.

轨道车辆提速、重载后,特别是轻量化技术的普遍采用,其在线路运行过程中的动态响应较为复杂,疲劳故障频发<sup>[1-2]</sup>。2012年我国首台全尺寸车体疲劳试验台投入使用后,通过“线路模拟、加速试验”的方法,开展了多种车型的车体疲劳试验,为轨道车辆的疲劳可靠性研究提供了装备基础<sup>[3]</sup>。

实物试验结果准确,但成本高、周期长。计算机仿真技术已经成为高技术产业不可缺少的分析、研究、设计、评价、决策等的重要手段,近年来在轨道交通领域得到广泛应用<sup>[4]</sup>。我国第一台全尺寸铁路货车车体疲劳试验台架建立后,为建立与之对应的仿真分析方法,开展相关的研究工作。传统的轨道车辆车体的疲劳评估往往将车体单独隔离出来,铁路货车大多参照 AAR 与 TB 标准确定重载敞车的计算载荷工况<sup>[5-6]</sup>,客车采用 EN12663 标准中的计算载荷工况<sup>[7]</sup>,该方法一方面没有考虑转向架对车辆的约束影响,另一方面采用的载荷工况与实际并不相同,导致该仿真方法不能与实物台架进行互补。

2018年,借鉴汽车行业的虚拟试验经验,在虚拟试验时考虑台架的影响,建立了包含车体和台架的系统模型,这样不仅能够将试验数据用于虚拟仿真,而且充分考虑了车体约束的影响,使得实物试验和虚拟试验具有很好的对应性<sup>[8-9]</sup>,通过该方法可直接计算车体动应力。动应力在靠近焊趾部位时考虑了应力集中的名义应力,需要根据焊接接头形状选取合适的 S-N 曲线,由于轨道车辆接头的复杂性,很难找到对应的接头形式,无法保证寿命的预测精度。

董平沙教授提出的主 S-N 曲线法解决了有限元计算的网格性和 S-N 曲线选择的问题<sup>[10-13]</sup>,为此本文拟以 40 t 轴重矿石车为样车,开展虚拟试验方法与主 S-N 曲线法的结合研究,从车体的载荷输入及疲劳评估理论两个方面着手提高车体疲劳寿命预测精度,为轨道车辆的疲劳可靠性研究提供依据。

## 1 虚拟试验台架和主 S-N 曲线法

### 1.1 全尺寸虚拟车体疲劳试验台架

试验台架相对车体而言,具有很大的刚性,建

模过程中将其考虑为刚性系统<sup>[14]</sup>。全尺寸铁路货车车体疲劳试验台架为不同于汽车行业的台架系统,车体与下方的转向架连接后组成车辆系统,当不带转向架进行疲劳试验时,车体将处于空间悬浮状态。车体的悬浮状态是通过垂、横和纵向作动器,空气弹簧支撑装置,假摇枕等构件实现的,构件间采用球铰和滑移副等运动副连接,由于运动副中都有润滑油,可忽略摩擦的影响<sup>[15-17]</sup>。

虚拟试验台架模型建立之前,要对模型的构件进行力学简化,主要包含如下 3 个方面的简化:删除台架与地面间的固定部件,如将铸铁平台、底座等,将其简化为大地模型;简化连接部件及附属件,如螺栓连接件、蓄能器等,将其质量附在邻近部件上;保留具有运动关系的传递部件,同时确保其运动学属性与实际基本一致。简化后的铁路货车车体疲劳试验系统仅包含:模拟摇枕,垂向、横向和纵向作动器,车钩作动器和空气弹簧系统。

建立试验台架材料属性库完成质量的设置,通过几何尺寸计算构件的惯性属性。构件的初始运动学条件(平动速度、转动速度)均设为零。将构件在工作位置按物理试验台的装配尺寸进行装配。

建立好的虚拟台架模型如图 1 所示,台架建立好后,计算不同车型时每次调整定距等装配关系即可。

铁路货车车体与三大件转向架连接的心盘、旁承载荷通将敞车车体按柔性体建模后,再通过柔性车体上的界面连接点与已建立的刚性试验台架进行连接<sup>[18-19]</sup>,将试验台架作动器的驱动载荷输入到虚拟台架上,基于模态叠加法求解可获得车体各节

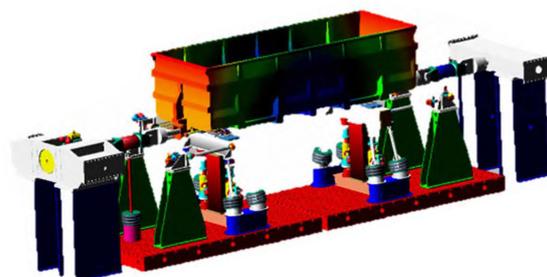


图 1 试验台架的仿真模型  
Fig.1 Simulation model of test rig

点的动应力曲线,在 IIW 等标准中选取合适的 S-N 曲线就可以完成车体疲劳寿命评估。

### 1.2 主 S-N 曲线法

董平沙教授提出主 S-N 曲线法,使用与外载荷平衡节点力进行单元之间力的重新分析,即获得线力和线弯矩,再基于材料力学理论计算出膜应力和弯曲应力,当网格尺寸发生改变后,相应的节点力和线载荷(线载荷与节点距离有关)也发生改变,但膜应力和弯曲应力基本保持不变,实现了网格不敏感性<sup>[20]</sup>。

在主 S-N 曲线法中有一个很重要的观点:“焊接结构的焊根和焊趾部位存在着微裂纹,焊接结构的疲劳寿命主要在裂纹扩展阶段”,基于该思想提出整合后的裂纹扩展模型<sup>[21]</sup>

$$\frac{da}{dN} = C(M_{kn})^n (\Delta K_n)^m \quad (1)$$

式中: $a$ 为裂纹长度; $N$ 为寿命; $\frac{da}{dN}$ 为裂纹扩展速率; $M_{kn}$ 为有局部缺口效应(接头由于形状引起的应力集中)应力强度因子和远场应力的应力强度因子的比值,即考虑实际应力状态的影响; $\Delta K_n$ 为断裂力学中远场载荷下的应力强度因子范围,实际应用时,考虑到焊趾部位结构应力与远场的外载荷平衡,所以采用焊趾部位的结构应力计算应力强度因子; $n$ 和  $m$  依据“短、长裂纹”的试验测定,通过多种接头试验表明  $n$  的取值为 2 左右, $m$  和  $C$  通过裂纹扩展速率曲线的斜率获得,主 S-N 曲线法中  $m$  值为 3.6。

将应力强度因子手册中半椭圆裂纹的应力强度因子整理成规范形式,如式(2)所示

$$\Delta K_n = \sqrt{t} \left[ \Delta \sigma_m f_m \left( \frac{a}{t} \right) + \Delta \sigma_b f_b \left( \frac{a}{t} \right) \right] \quad (2)$$

式中: $t$ 为板厚; $\Delta \sigma_m$ 为膜应力的变化范围; $\Delta \sigma_b$ 为弯曲应力的变化范围; $f_m$ 和  $f_b$ 分别为形状函数。

将式(2)带入到式(1)中完成积分,如式(3)所示

$$N = \int_{a/t \rightarrow 0}^{a/t=1} \frac{td(a/t)}{C(M_{kn})^2 \left\{ t^{m/2} \left[ \Delta \sigma_m f_m \left( \frac{a}{t} \right) + \Delta \sigma_b f_b \left( \frac{a}{t} \right) \right] \right\}^m} = \int_{a/t \rightarrow 0}^{a/t=1} \frac{d(a/t)}{C(M_{kn})^2 t^{-1+m/2} \Delta \sigma_s \left[ f_m \left( \frac{a}{t} \right) - r \left( f_m \left( \frac{a}{t} \right) - f_b \left( \frac{a}{t} \right) \right) \right]^m} \quad (3)$$

式中: $N$ 为寿命; $\Delta \sigma_s$ 为结构应力(膜应力和弯曲应

力的和); $r$ 为弯曲比,为弯曲应力除以结构应力。

进一步整理可获得中间变量  $I(r)^{1/m}$ ,这是载荷弯曲比  $r$  的函数,具体形式详见文献[20]。进一步整理可获得中间变量  $\Delta S_s$ ,定义为等效结构应力

$$\Delta S_s = \frac{\Delta \sigma_s}{t^{(2-m)/2m} \cdot I(r)^{1/m}} \quad (4)$$

等效结构应力  $\Delta S_s$  和寿命  $N$  的曲线定义为主 S-N 曲线,不同材料和不同接头型状的试验结果表明,曲线为一条窄带,实现 S-N 曲线的统一。

鉴于目前主 S-N 曲线法的计算流程仍以准静态流程为主,故而需要将台架传递给车体的载荷提取出来,处理成载荷谱,但需要保证载荷谱与试验台架的驱动载荷具有同等效果。

### 1.3 虚拟试验系统评估流程

虚拟试验的评估流程如图 2 所示,具体步骤如下: 计算车体加速度和动应力,通过与试验测试结果进行对比完成台架校准; 将试验数据作为仿真的输入,进行台架仿真,获得车体车钩、心盘和旁承的一维载荷谱; 进行单位载荷工况下的车体静载荷分析,并获得焊缝的结构应力,通过以一维谱相乘获得焊缝的结构应力统计; 结合主 S-N 曲线,完成关键焊缝的疲劳寿命计算,并与疲劳试验结果对比。

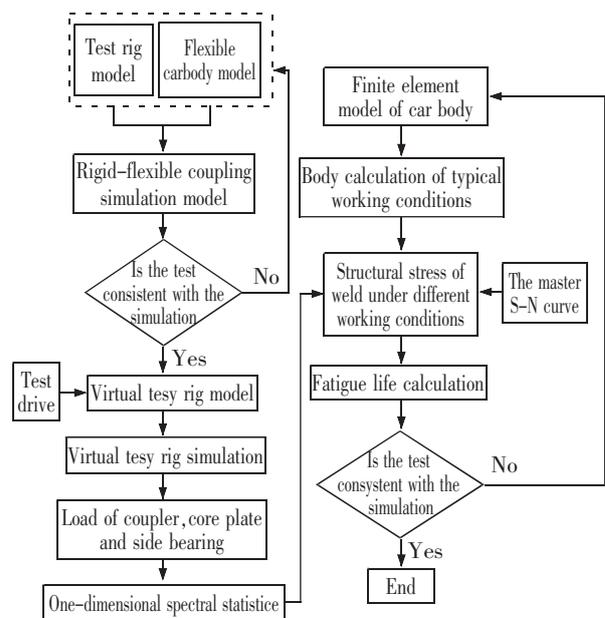


图 2 主 S-N 曲线法的虚拟试验评估流程

Fig.2 The process of virtual test conducted by the main S-N curve method

## 2 矿石车虚拟试验系模型

### 2.1 柔性车体模型的建立

矿石车车体采用板壳单元完成车体及焊缝建模,单元长度为30 mm。以车体的压车梁、枕梁和中梁等部位9条焊缝为研究对象,如图3中编号1~9所示。

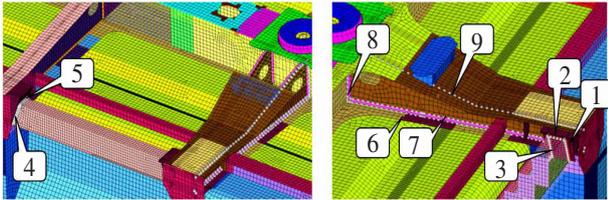


图3 车体有限元模型

Fig.3 Finite element model of car body

利用试验台对不同散粒状态进行了模态试验,结果表明,散粒的实、松状态对车体刚体和弹性体频率影响很小,散粒货物主要影响车体的侧滚振型和侧墙的振动<sup>[22]</sup>。考虑到车体主要承载焊缝在底架上,为简化模型,将散体采用质量单元附加到底架地板单元上。

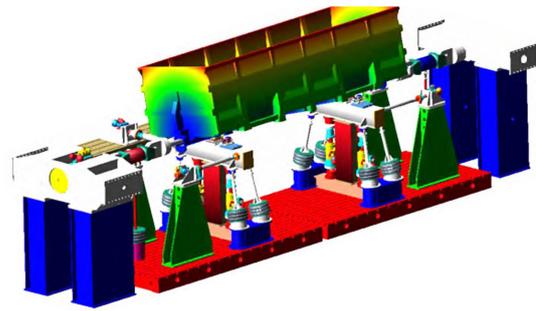
车体不同的模态振型对应的模态阻尼值通过模态试验的线性插值获得,超出的部分按折中5%选取<sup>[23]</sup>。根据线路加速度的频谱分析结果,将主模态设置为20阶,主模态截止频率为15 Hz。

值得注意的是柔性体计算的模态都是弹性体模态,当与台架连接后组成系统,计算后系统模态与实物台架对比才有意义。

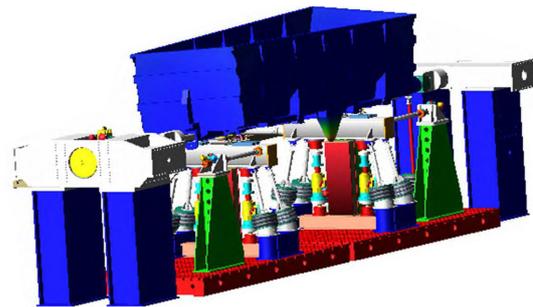
### 2.2 装配后的虚拟试验模型

台架与柔性体处理难点为心盘和旁承,传统采用摩擦力矩接触模型,这种模型计算效率低<sup>[24]</sup>。为了能够实现线路模拟,减小了上、下心盘间隙,台架系统可近似假设为线性系统,将心盘模型简化为四点大刚度的单边弹簧,常接触旁承简化为小阻尼的变刚度弹簧(刚度系数按实际的旁承刚度输入)。装配体后虚拟台架如图4所示。

虚拟试验系统是没有转向架的,由于矿石车车体刚度较大,振型主要为侧滚和扭转频率,侧滚频率为1.3 Hz,与试验的误差为4.0%;扭转频率为4.7 Hz,试验误差为4.7%。结果表明:模型参数设置达到了仿真预期,仿真值略高的原因是由于该车体较短,刚性较大,仿真模型与实际结构稍有差异。



(a) Roll mode



(b) Twist mode

图4 虚拟试验系统的模态振型

Fig.4 The mode shapes of the virtual test rig

在实物试验台架上和虚拟试验台架上分别施加实际试验路线的驱动文件,该驱动文件是通过TWR线路模拟方法获得的<sup>[8]</sup>,其中包含4个垂向作动器的位移-时间历程数据,2个横向作动器的位置-时间历程数据和1个车钩力作动器的力-时间历程数据。

计算完成后对比仿真计算和试验的车体枕梁振动加速度,结果见图5和图6所示,黑色曲线为试验数据,红色曲线为仿真数据,二者趋势基本一致。仿真与试验误差最大值为17%,由于重车模型散粒简化及非线性心盘、旁承建模影响,导致了传

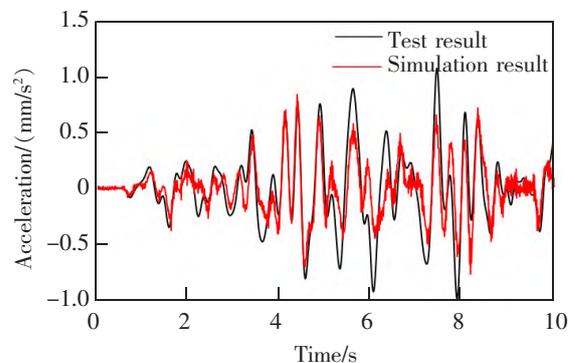


图5 车体枕梁垂向加速度

Fig.5 Vertical acceleration of the occipital beam

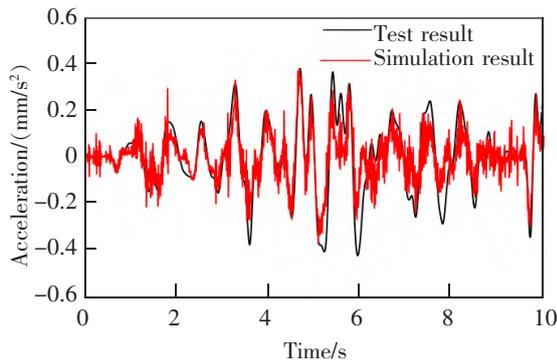


图6 车体枕梁横向加速度

Fig.6 Lateral acceleration of the occipital beam

递到车体的振动加速度有一定差异,仿真结果比试验结果幅值偏低,尤其在低频部分。

进一步对比了车体关键焊缝的试验和仿真计算时域波形,仿真结果存在3s的瞬态振动,经过3s后瞬态振动发生衰减,进入稳态振动,如图7所示。计算结果表明:实测应力和仿真应力的波形基本一致,应力幅值存在一定差异,可能原因是网格尺寸和焊缝细节建模差异导致。

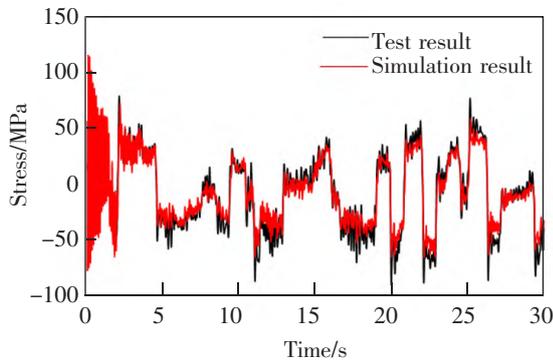


图7 中梁中部焊缝动应力时域结果对比

Fig.7 Results of time domain of dynamic stress for central beam weld

显然,如果采用计算后的动应力曲线进行评估,一方面存在网格尺寸问题、节点位置选择问题,另一方面存在S-N曲线选取的问题。

### 3 基于虚拟试验获得的车体载荷谱

台架通过假摇枕上的心盘、旁承及车钩将载荷传递给车体,如图8所示。虚拟试验完成后,可以获得刚性台架和柔性车体界面连接点的载荷。

实际测力摇枕如图9所示,心盘是分成两半的测力传感器,旁承是两个垂向力传感器<sup>[25]</sup>。仿真模型很难对心盘和旁承进行力学描述,但当不考虑心盘

和旁承的局部响应,而只考虑车体的响应时,即使心盘和旁承的力学描述不够准确也不影响使用。

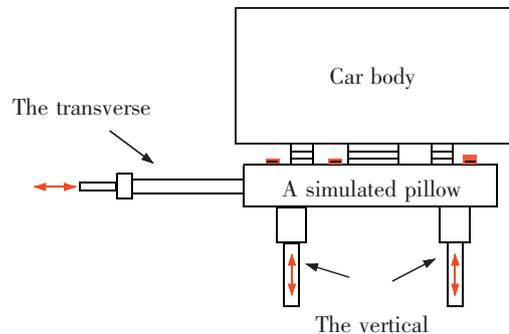


图8 试验台架的简图

Fig.8 A schematic view of the test rig



图9 测力摇枕

Fig.9 Load measuring pillow of bogie

车钩作动器是以力载荷进行控制,由于构件间隙影响导致传递到车体上载荷稍有变化,故而车钩载荷通过前、后丛板座分别进行提取,提取后完成了车体拉伸和压缩载荷的分离。

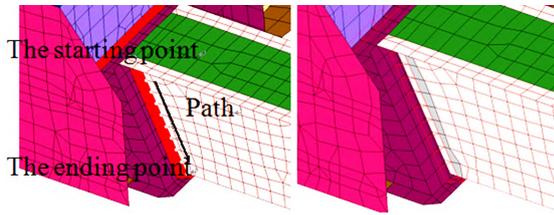
虚拟试验台是通过观察车体不同部位的模态坐标和模态应力,分析车体的模态参与过程。对于40t轴重矿石车而言,首先纵向车钩力载荷影响最大,其次是垂向载荷,最后是侧滚载荷。扭转和侧滚载荷是通过虚拟台架心盘衬套模型、旁承衬套模型通过文献[25]中的载荷谱编谱方式进行计算。

### 4 基于结构应力法的车体疲劳评估

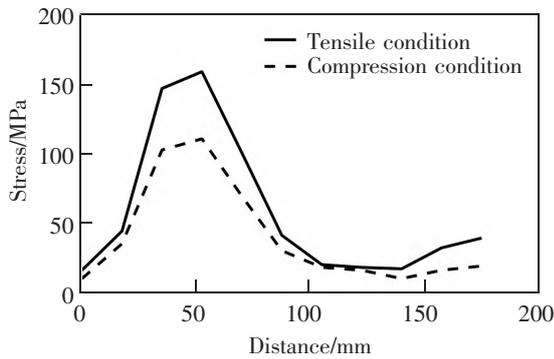
在计算矿石车有限元模型上施加约束<sup>[26]</sup>,计算单位载荷下的车体关键部位的结构应力,再根据板厚和弯曲比 $r$ 计算单位载荷工况下的等效结构应力。

将计算的单位载荷下等效结构应力与虚拟车体疲劳试验台载荷谱相乘,根据车体的有限元分析结果,对车体的9条焊缝进行寿命评估,其中第1条焊缝每个节点的车钩拉伸工况(黑色曲线)与垂向

载荷工况(红色曲线)下的最大等效结构应力结果如图 10 所示。



(a) Nodal path of 1# weld



(b) The maximum equivalent structural stress value of the node on the path

图 10 等效结构应力计算结果

Fig.10 The results of equivalent structural stress

由于扭转载荷引起的损伤及侧滚载荷引起的损伤较小,并未进行统计,仅考虑了垂向载荷和车钩载荷,疲劳评估结果如表 1 所示,车体设计寿命为 500 万 km,年运行里程为 20 万 km,总寿命应大于 25 a。车体上 9 条焊缝的寿命均满足设计要求,

表 1 疲劳寿命评估结果

Tab.1 Fatigue life of welded joints

The weld	Damage of vertical loads	Damage of coupler under tensile load	Minimum length of weld	Minimum weld life/a
1	6.42E-04	1.04E-03	5.21E+6	52
2	3.64E-06	4.63E-04	1.95E+7	195
3	1.10E-04	8.74E-04	9.88E+6	98
4	1.10E-04	1.43E-03	6.15E+6	61
5	3.84E-05	6.93E-04	1.28E+7	128
6	2.23E-03	1.51E-07	1.07E+7	107
7	1.18E-03	9.40E-09	2.02E+7	202
8	2.42E-04	1.15E-05	8.73E+7	873
9	1.36E-03	7.82E-06	1.72E+7	172

寿命较薄弱的为 1# 焊缝,在无焊接缺陷情况下不会发生疲劳破坏。

被试车设计寿命为 500 万 km,空重车运行比例为 1:1,重车线路运行里程为 250 万 km。根据实际线路编制了 262 s 的驱动文件,等效重车线路运行 430 km,重复播放该文件,共进行了 423.13 h 的室内试验。试验过程中发现车体一侧的 1# 焊缝在距离起始节点(图 10(a))50 mm 处产生裂纹,随着试验的进行,裂纹开始向路径的起始节点扩展,如图 11 所示。由于对称部位没有裂纹,考虑可能是焊接质量较差,但也表明该位置为薄弱部位。

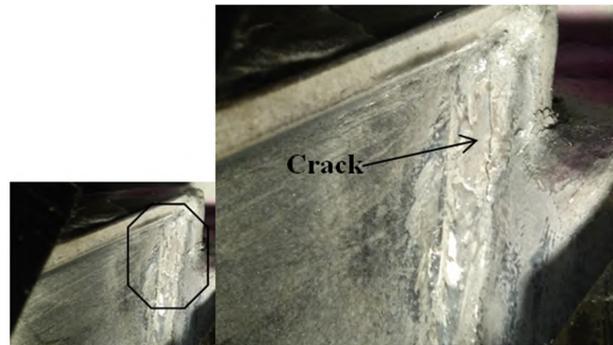


图 11 疲劳裂纹

Fig.11 Fatigue cracks in the car body

## 5 结论

1) 依托实物试验台建立虚拟试验台架能够很好仿真出车体动应力响应,该系统仿真方法能够辅助实物试验台进行车体疲劳评估;

2) 通过虚拟试验台能够获得车体的自载荷谱,并通过主 S-N 曲线法进行车体疲劳评估,通过全尺寸车体疲劳试验结果验证了该流程的合理性和可行性;

3) 深化了虚拟试验台架的研究和应用,也为开展虚拟线路模拟和其它研究提供了依据。

### 参考文献:

[1] 朱海燕,朱志和,肖乾,等. 高速列车齿轮箱疲劳可靠性及故障诊断研究现状[J]. 华东交通大学学报,2021,38(1): 113-121.  
 ZHU H Y,ZHU Z H,XIAO Q,et al. Research status of fatigue reliability and fault diagnosis of high-speed train gearbox[J]. Journal of East China Jiaotong University,2021, 38(1):113-121.  
 [2] 于建刚,李雪. SQ6 型凹底双层车副风缸吊带裂纹故障分

- 析及改造方案[J]. 轨道交通装备与技术, 2019(4):39-42.  
YU J G, LI X. Crack fault analysis and modification scheme of auxiliary air cylinder sling of SQ6 concave bottom double layer vehicle[J]. Rail Transportation Equipment and Technology, 2019(4):39-42.
- [3] 张强, 李强, 吕世元, 等. 铁路货车车体加速疲劳试验方法研究[J]. 铁道车辆, 2019, 57(9):4-6.  
ZHANG Q, LI Q, LYU S Y, et al. Research on the accelerated fatigue test method for railway freight car bodies[J]. Rolling Stock, 2019, 57(9):4-6.
- [4] 缪炳荣. 基于多体动力学和有限元法的机车车辆结构疲劳仿真研究[D]. 成都:西南交通大学, 2006.  
MIU B R. Fatigue simulation of locomotive and vehicle structure based on multi-body dynamics and finite element method[D]. Chengdu:Southwest Jiaotong University, 2006.
- [5] 高阳. 铁路车辆不锈钢点焊车体强度分析及疲劳寿命评估[D]. 大连:大连交通大学, 2015.  
GAO Y. Railway vehicle stainless steel spot welding train body strength ananalysis and fatigue life evaluation[D]. Dalian:Dalian Jiaotong University, 2015.
- [6] 李涛. 30 t 轴重双浴盆敞车车体焊接结构抗疲劳设计[D]. 大连:大连交通大学, 2010.  
LI T. Anti-fatigue design of welded structure based on 30 t axle load dual tub gondola body[D]. Dalian:Dalian Jiaotong University, 2010.
- [7] 岳译新, 刘永强, 李晓峰, 等. 基于主 S-N 曲线法的地铁车体焊缝疲劳分析[J]. 机车电传动, 2012(5):79-81.  
YUE Y X, LIU Y Q, LI X F, et al. Weld line fatigue analysis of metro carbody based on master S-N Curve method[J]. Electric Drive for Locomotives, 2012(5):79-81.
- [8] 于跃斌. 铁路货车车体疲劳试验方法及关键技术研究[D]. 北京:北京交通大学, 2018.  
YU Y B. Research on fatigue test method and key technology of railway freight car body[D]. Beijing:Beijing Jiaotong University, 2018.
- [9] 于跃斌, 赵尚超, 李向伟, 等. 铁路货车车体线路动态响应仿真与验证[J]. 西南交通大学学报, 2019, 54(3):626-632.  
YU Y B, ZHAO S C, LI X W, et al. Simulation and verification of dynamic response of railway wagon on railway track[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2019, 54(3):626-632.
- [10] 刘燕, 聂春戈. 基于主 S-N 曲线法的驱动桥寿命预测及优化[J]. 北京汽车, 2019(5):6-10.  
LIU Y, NIE C G. Life prediction and optimization of drive axle based on main S-N curve method[J]. Beijing Automotive Engineering, 2019(5):6-10.
- [11] 孙晓莹. 基于主 S-N 曲线法的转向架构架关键焊缝疲劳寿命评估[D]. 大连:大连交通大学, 2020.  
SUN X Y. Fatigue life evaluation of critical weld seam of bogie frame based on main S-N curve method[D]. Dalian:Dalian Jiaotong University, 2020.
- [12] 兆文忠, 魏鸿亮, 方吉, 等. 基于主 S-N 曲线法的焊接结构虚拟疲劳试验理论与应用[J]. 焊接学报, 2014, 35(5):75-78.  
ZHAO W Z, WEI H L, FAO J, et al. The theory and application of the virtual fatigue test of welded structures based on the master S-N curve method[J]. Transactions of the China Welding Institution, 2014, 35(5):75-78.
- [13] 岳译新, 刘永强, 李晓峰. 基于主 S-N 曲线法的地铁车体焊缝疲劳分析[J]. 机车电传动, 2012(5):79-81.  
YUE Y X, LIU Y Q, LI X F. Fatigue analysis of subway body weld seam based on main S-N curve method[J]. Electric Drive for Locomotives, 2012(5):79-81.
- [14] 徐刚, 周敏, 陈栋华. 基于虚拟试验台的疲劳寿命预测研究[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2009, 37(1):97-100.  
XU G, ZHOU H, CHEN D H. Virtual test rig-based study on fatigue life prediction[J]. Journal of Tongji University (Natural Science Edition), 2009, 37(1):97-100.
- [15] 范璐, 陈伟波, 刘立刚. 基于虚拟载荷的悬架台架耐久试验方法[J]. 汽车工程, 2019, 41(9):1080-1087.  
FAN L, CHEN W B, LIU L G. A bench test method for suspension durability based on virtual load[J]. Automotive Engineering, 2019, 41(9):1080-1087.
- [16] 徐海搏. 基于虚拟台架试验的轿车白车身疲劳寿命分析[D]. 长春:吉林大学, 2018.  
XU H B. Fatigue life analysis of car body in white based on virtual bench rig[D]. Changchun:Jilin University, 2018.
- [17] 周志立, 张嘉贞, 徐立友, 等. 基于 Simulation X 的车辆传动系虚拟试验台[J]. 河南科技大学学报(自然科学版), 2017, 38(2):69-73.  
ZHOU Z L, ZHANG J Z, XU L Y, et al. Virtual test bench of vehicle transmission system based on Simulation X[J]. Journal of Henan University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2017, 38(2):69-73.
- [18] 薛蔚, 漆晖, 任利惠, 等. 永磁直驱柔性构架转向架的动力学模型研究[J]. 华东交通大学学报, 2013, 30(2):58-62.  
XUE W, QI H, REN L H, et al. Study on dynamic model for flexible frame bogie with PMSM[J]. Journal of East China Jiaotong University, 2013, 30(2):58-62.
- [19] 魏鸿亮, 朴明伟, 张会杰, 等. 大型凹底车刚柔耦合动态挠度分析[J]. 计算机集成制造系统, 2011, 17(1):109-116.

- WEI H L, PIAO M W, ZHANG H J, et al. Dynamical deflection analysis of large center-depressed flatcar based on rigid-flex coupling[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2011, 17(1): 109-116.
- [20] 李向伟, 方吉, 赵尚超. 焊接结构主 S-N 曲线拟合方法及软件开发[J]. 焊接学报, 2020, 41(1): 80-85.
- LI X W, FANG J, ZHAO S C, et al. Master S-N curve fitting method of welded structure and software development [J]. Transactions of the China Welding Institution, 2020, 41(1): 80-85.
- [21] 兆文忠, 李向伟, 董平沙. 焊接结构抗疲劳设计理论与方法[J]. 焊接技术, 2017, 46(8): 64.
- ZHAO W Z, LI X W, DONG P S. Theory and method of anti-fatigue design for welded structures[J]. Welding Technology, 2017, 46(8): 64.
- [22] 刘宏友, 李向伟, 邓爱建, 等. C70E 型通用敞车模态试验研究[J]. 铁道车辆, 2015, 53(12): 32-36.
- LIU H Y, LI X W, DENG A J, et al. Study on the modal test of C70E carbody[J]. Rolling Stock, 2015, 53(12): 32-36.
- [23] 方吉. 预测轨道车辆焊接结构振动疲劳寿命的新方法研究与应用[D]. 大连: 大连交通大学, 2016.
- FANG J. New method research and application of vibration fatigue life prediction for welded structures in railway vehicle[J]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2016.
- [24] 王文, 邹广闻, 王伟. 基于 Motion TWR 与 Virtual Lab Motion 的 C70E 型敞车载荷迭代分析[J]. 铁道机车车辆, 2015, 35(S1): 99-102.
- WANG W, ZHOU G W, WANG W. Load iterative analysis C70E carbody based on motion TWR and virtual lab motion[J]. Railway Locomotive & Car, 2015, 35(S1): 99-102.
- [25] 安中伟. C70 车体模拟疲劳试验载荷谱编制方法研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2014.
- AN Z W. Study on load spectrum compiling Method of C70 car body simulation fatigue test[D]. Beijing: Beijing Jiatong University, 2014.
- [26] 于建东. 重载货车车体强度可靠性研究[D]. 大连: 大连交通大学, 2013.
- YU J D. Research on strength reliability of the overloaded wagon body[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2013.



第一作者: 赵尚超(1986—), 男, 高级工程师, 博士研究生, 研究方向为焊接结构疲劳。E-mail: zhaosahgnchao@163.com。

(责任编辑: 刘棉玲)