

Fatigue Life Evaluation of Car Body Based on Master S-N Curve Method

Bingzhi Chen, Fei Teng

College of Locomotive and Rolling Stock Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian Liaoning
Email: chenbingzhi06@126.com, 945646256@qq.com

Received: Jul. 2nd, 2020; accepted: Jul. 17th, 2020; published: Jul. 24th, 2020

Abstract

In order to study whether the car body fatigue strength meets the design requirements, the master S-N curve method is used to evaluate the car body's fatigue strength under fatigue conditions in the EN12663 standard and the fatigue strength under the measured low-frequency load spectrum, and compare the calculation results under two conditions. The results show that the fatigue strength of the car body meets the design requirements under both conditions; the fatigue life value calculated under the fatigue conditions of EN12663 standard is smaller, and it is safe to design according to the standards.

Keywords

Fatigue Life Assessment, The Master S-N Curve Method, Car Body, Spectrum

基于主S-N曲线法的车体疲劳寿命评估

陈秉智, 滕 飞

大连交通大学机车车辆工程学院, 辽宁 大连
Email: chenbingzhi06@126.com, 945646256@qq.com

收稿日期: 2020年7月2日; 录用日期: 2020年7月17日; 发布日期: 2020年7月24日

摘 要

为研究动车组车体疲劳强度是否符合设计要求, 采用主S-N曲线法分别评估车体在EN12663标准中疲劳工况下的疲劳强度和在实际低频载荷谱下的疲劳强度, 并将两种工况下的计算结果进行对比。结果表明: 在两种工况下车体疲劳强度都符合设计要求; 使用EN12663标准提供的工况计算出来的疲劳寿命值更小, 按照标准进行设计是十分安全的。

关键词

疲劳寿命评估, 主S-N曲线法, 车体, 载荷谱

Copyright © 2020 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着运行里程日益增长, 动车组已经陆续进入五级修阶段。原有检修制度按照国外方式引进, 在动车组运行初期保证了动车组的安全运行, 但随着我国高速铁路网拓展, 动车组类型和数量也越来越多, 原有检修制度中的问题逐渐凸显, 疲劳问题正是这些问题中最重要。传统的实验室碰撞过程存在着耗资大, 耗时长等缺点。国外的许多国家已经用数值仿真代替碰撞试验, 如 San Román 等人从结构有限元分析出发, 在国际铁路联盟标准的基础上提出了焊接构架强度试验的方法; Jung I H 等人通过模态应力恢复法预测了车辆结构的疲劳寿命[1]。本文针对动车组车体关键部位剩余疲劳寿命是否符合设计要求的问题, 采用美国新奥尔良大学的董平沙教授团队[2] [3] [4]提出的主 S-N 曲线法对车体疲劳强度进行评估。

2. 主 S-N 曲线法

美国 ASME 标准针对于焊接结构的疲劳寿命评估提供了一种新方法, 即主 S-N 曲线法。该方法由美国新奥尔良大学 Pingsha Dong 博士发明, 是一种可以相对准确计算焊缝疲劳寿命的最新方法。该方法采用网格不敏感结构应力 MSS 计算方法(Mesh-insensitive Structural Stress Method)及一条主 S-N 曲线(Master S-N)预测焊接结构焊缝上的疲劳寿命, 很好地解决了名义应力法在评估过程中的局限性。

结构应力是由外力引起的, 反映了焊缝上与应力集中相关的应力。焊接接头的疲劳破坏模式分为两种, 即裂纹从焊根处沿着焊喉方向扩展和焊趾处沿板厚方向扩展。试验表明, 第一种破坏模式可以通过改善焊接方式避免, 因此这里主要研究第二种破坏模式。此时焊趾处的应力沿板厚方向呈非线性分布, 如图 1 所示。焊趾处总应力为 σ_z , σ_z 可以分解为膜正应力 σ_m 、弯曲正应力 σ_b 与非线性峰值应力 σ_n 。其中 σ_n 是自平衡的缺口应力, 膜正应力 σ_m 和弯曲正应力 σ_b 之和定义为结构应力 σ_s , 结构应力与外力平衡。 $\tau_{(z)}$ 为焊趾处剪切应力, t 为板厚, F_y 为 y 轴方向的线载荷, M_x 为 x 轴方向的线力矩[5]。

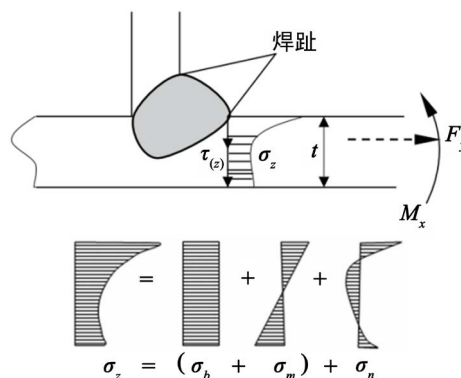


Figure 1. Stress distribution at the welding toe
图 1. 焊趾处应力分布

在实际应用时, 结构应力的计算是根据能量守恒原则由节点力求得的。组成结构应力 σ_s 的膜正应力分量 σ_m 和弯曲正应力分量 σ_b 分别由作用在其板厚截面上的轴向线力 f 和线力矩 m 导致, 进而可按材料力学的简单梁公式计算结构应力为:

$$\sigma_s = \sigma_m + \sigma_b = \frac{f}{t} + \frac{6m}{t^2} \quad (1)$$

而轴向线力 f 和线力矩 m 则由节点力向量 F 和节点力矩向量 M 计算得出:

$$\begin{cases} f = FL^{-1} \\ m = ML^{-1} \end{cases} \quad (2)$$

式中 L 为等效转换矩阵, 由节点间的距离决定。

等效结构应力是在结构应力的基础上综合考虑了板厚、加载方式、缺口效应等因素之后, 通过断裂力学原理推倒出来的。等效结构应力转化方程为[6]:

$$\Delta S_s = \frac{\Delta \sigma_s}{t^{(2-c)/2c} I(r)^{1/c}} \quad (3)$$

以等效结构应力变化范围 ΔS_s 为参数的主 S-N 曲线的焊趾疲劳寿命计算公式为:

$$N = \frac{C_d^{1/h}}{\Delta S_s^{1/h}} \quad (4)$$

式中: $m = 3.6$; T 为板厚; $I(r)$ 为弯曲度比 r 的无量纲函数; C_d 及 h 为主 S-N 曲线试验常数, 见表 1; N 代表疲劳寿命的循环次数。

Table 1. Main S-N curve parameter table
表 1. 主 S-N 曲线参数表

统计依据	C_d	h
Mean	3495.13	
+2 σ	5273.48	
-2 σ	2316.48	0.28
+3 σ	6477.6	
-3 σ	1885.87	

由于主 S-N 曲线突破了传统方法 S-N 曲线与接头类型不易贴合、计算应力与试验加载值不易贴合、网格敏感等局限性, 故本文选用主 S-N 曲线法对车体进行疲劳寿命评估。

3. 车体有限元模型的建立

3.1. 建立有限元模型

利用 HyperMesh17 建立车体有限元模型, 网格以四节点薄壳单元为主, 三角形单元为辅, 采用柔性单元模拟车辆吊挂设备。整体有限元视图如图 2 所示。

3.2. 危险焊接接头位置的选取

根据 EN12663 标准对车体模型进行疲劳工况加载, 在车体上选择第一主应力大的焊缝作为危险焊缝进行疲劳寿命计算。除了 EN12663 标准疲劳工况中涉及的伸缩、横移、纵向三种运动形式外, 车体还有

点头、摇头、侧滚的运动形式, 所以除了根据 EN12663 标准选择的焊缝外, 还分别通过三个转动工况按上述原则选择可能的危险焊缝进行补充。最终在车体上共选择了 45 条焊缝进行疲劳寿命的计算。部分焊缝第一主应力值见表 2。典型危险焊缝 44 号焊缝有限元视图见图 3。

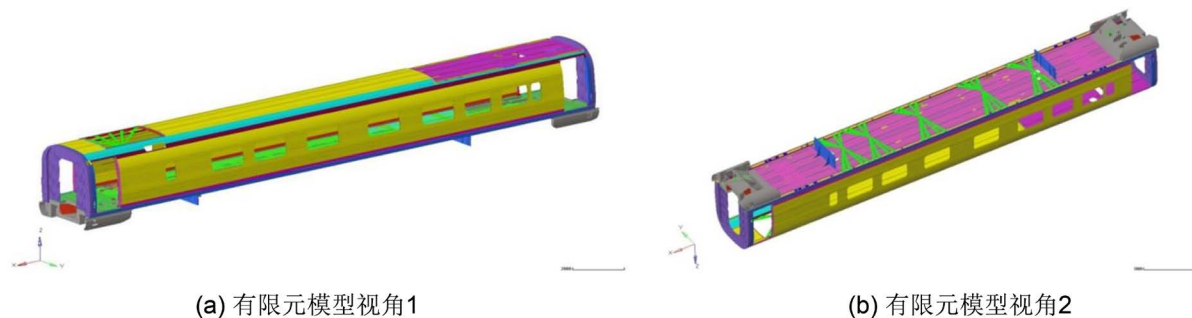


Figure 2. Car body finite element model
图 2. 车体有限元模型

Table 2. The first principal stress value of some welds (MPa)
表 2. 部分焊缝第一主应力值(MPa)

焊接接头编号	牵引制动	横向振动	垂向振动	焊缝位置
1	0.0178	14.504	0.2189	车钩处
38	0.5157	0.1121	1.2846	车顶空调支座附近
39	2.6039	0.1248	0.231	车顶空调支座附近
40	2.2059	0.0804	0.2549	车顶空调支座附近
44	0.347	0.0961	0.2462	二位端门角

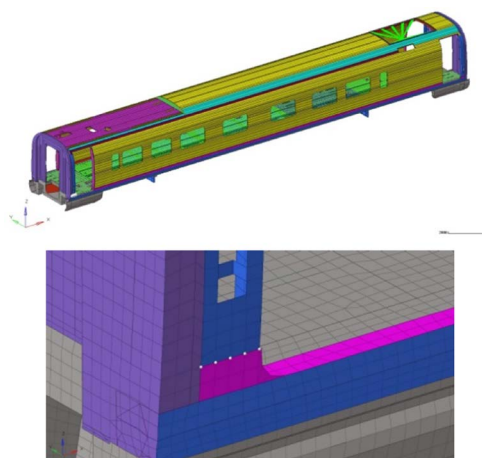


Figure 3. Finite element view of weld No. 44
图 3. 44 号焊缝有限元视图

4. 车体疲劳强度分析

4.1. 根据 EN12663 标准进行加载时的疲劳寿命计算

根据 EN12663 标准对车体模型进行疲劳工况加载, 在车体纵横垂三个方向分别施加 $\pm 0.15\text{ g}$ 加速度。在底架与转向架连接处约束垂向、横向位移, 在车钩座处约束纵向位移。通过 Ansys 计算得出车体焊缝

各个节点的节点力, 通过疲劳寿命计算软件 Fe-Weld, 得到车体各个焊缝循环一千万次的损伤[7]。参考 EN12663 标准可知, 车体运行 30 年产生的损伤值等同于在疲劳工况下循环一千万次产生的损伤值, 因此可以计算出各个焊缝的设计寿命。疲劳寿命较短的焊缝为 44 号焊缝, 设计寿命为 48.24 年, 减去运行十年, 得到剩余寿命为 38.24 年。44 号焊缝的结构应力及等效结构应力如图 4 所示, 寿命最短的五条焊缝在 EN12663 标准给出的疲劳工况下的剩余寿命如表 3 所示。

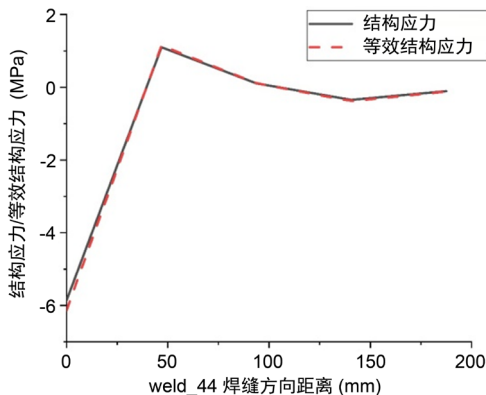


Figure 4. Structural stress and equivalent structural stress of No. 44 weld
图 4. 44 号焊缝的结构应力及等效结构应力

Table 3. Remaining life of 5 dangerous welds under standard fatigue conditions

表 3. 标准疲劳工况下 5 条危险焊缝剩余寿命

焊缝名称	总损伤	剩余寿命(年)
weld_44	6.22E-01	38.24
weld_40	1.38E-01	171.76
weld_38	1.13E-01	211.15
weld_39	9.80E-02	245.22
weld_1	6.49E-02	375.37

4.2. 实测低频载荷谱下的疲劳寿命计算

根据车体在线路运行时的实测低频载荷谱进行加载, 约束条件同 4.1 节。然后利用基于主 S-N 曲线法的疲劳寿命评估平台 Fe-Weld 对车体的疲劳寿命进行计算。典型的实测低频载荷谱如图 5 所示。

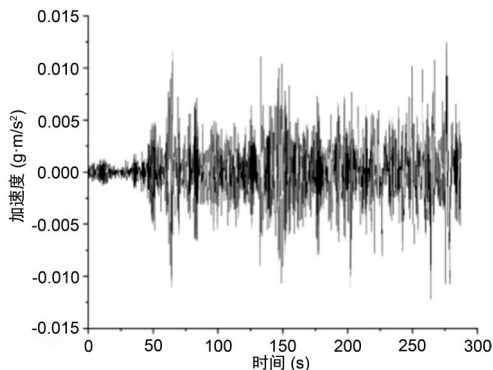


Figure 5. Acceleration load spectrum of heave motion under starting conditions
图 5. 启动工况上浮沉运动加速度载荷谱

按照实测低频载荷谱进行加载, 其中寿命最短的五条焊缝的剩余寿命如表 4 所示。计算结果显示, 44 号焊缝剩余寿命最短, 剩余寿命为 39.97 年。其余焊缝寿命较长, 有较好的抗疲劳性能。

Table 4. The remaining life of 5 dangerous welds under the measured low frequency load spectrum
表 4. 实测低频载荷谱下 5 条危险焊缝剩余寿命

焊缝名称	总损伤	剩余寿命(年)
weld_44	3.00E-01	39.97
weld_2	3.03E-02	484.52
weld_40	1.37E-02	1084.01
weld_38	1.02E-02	1460.41
weld_39	4.91E-03	3045.47

5. 结论

参考 EN12663 标准进行工况施加, 对动车组车体进行了设计疲劳寿命评估。结果表明设计寿命最短位置出现在焊接接头编号为 44 的焊缝焊趾处, 估算的设计寿命为 48.24 年, 符合设计标准要求, 有较好的抗疲劳强度。目前该车已经运行了十年, 则剩余寿命为 38.24 年。

在实测低频载荷谱下对车体的危险部位进行疲劳寿命评估, 根据车体的有限元计算结果, 得到各条焊缝上的结构应力。选取铝的主 S-N 曲线, 第 44 条焊线的剩余寿命最短, 为 39.97 年。

通过车体在两种工况下的剩余寿命计算结果可知, 根据 EN12663 标准进行计算的车体剩余寿命结果更短, 表明了 EN12663 标准中的工况是偏于保守的, 按照标准进行设计是完全可靠的。

基金项目

辽宁省高等学校创新团队支持计划 LT2016010。

参考文献

- [1] 兆文忠, 魏鸿亮, 方吉, 李季涛. 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+117.
- [2] Dong, P. (2001) A Structural Stress Definition and Numerical Implementation for Fatigue Analysis of Welded Joints. *International Journal of Fatigue*, **10**, 865-876. [https://doi.org/10.1016/S0142-1123\(01\)00055-X](https://doi.org/10.1016/S0142-1123(01)00055-X)
- [3] Dong, P., Hong, J.K., Osage, D., et al. (2002) Master S-N Curve Method for Fatigue Evaluation of Welded Components. *WRC Bulletin*, **8**, 474.
- [4] Hiroko, K. and Dong, P. (2005) Equilibrium-Equivalent Structural Stress Approach to Fatigue Analysis of a Rectangular Hollow Section Joint. *International Journal of Fatigue*, **27**, 85-94. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2004.05.008>
- [5] 李明高, 刘东亮, 丁彦闯, 兆文忠. 基于等效结构应力的焊接结构疲劳寿命评估[J]. 现代制造工程, 2013(5): 118-121.
- [6] 邹艳妮, 李耀, 罗东. 等效结构应力法在高强钢疲劳寿命预测中的应用[J]. 机械科学与技术, 2015, 34(8): 1298-1301.
- [7] 兆文忠, 李向伟, 董平沙. 焊接结构抗疲劳设计理论与方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 2017.