

基于 AAR 标准的石砟漏斗车疲劳寿命评估

王 顺¹, 冯国胜¹, 李 龙¹, 许秀峰², 吕 华²

(1. 石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043;

2. 中车石家庄车辆有限公司, 河北 石家庄 051430)

摘要: AAR 评定标准由北美铁路协会制定, 可用于铁路货车寿命疲劳评估。以某公司正在研制的米轨石砟漏斗车为例, 使用 ANSYS Workbench 建立了该车的有限元模型, 分别进行了垂向静载、纵向拉伸、纵向压缩和扭转 4 种工况下的应力分析, 选取 100 t 无盖漏斗车相应载荷谱, 以名义应力法和 Miner 线性累积损伤理论进行计算, 基于 AAR 标准编写了寿命评估 Matlab 程序, 评估结果表明寿命满足设计要求。

关键词: AAR 标准; 漏斗车; 应力; 载荷谱; 疲劳寿命

中图分类号: TH16 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0082-06

“十三五”规划指出, 国民经济将继续保持平稳增长。铁路是国民经济大动脉、国家重要基础设施和大众化交通工具, 对于经济社会的发展具有重要支撑和拉动作用。我国幅员辽阔、内陆深广, 资源以及工业分布不均衡, 这方面的国情决定了铁路运输较其他交通方式相比占据主导地位。重载运输是当今铁路货物运输发展的趋势, 它在降低运营成本、增强市场竞争力方面起重要作用^[1-2]。根据我国铁路货车装备技术整体发展情况, 货车结构的疲劳可靠性问题已经成为制约货车装备技术提升的关键因素^[3]。因此, 对于重载货车车体的疲劳寿命校核, 具有非常重要的意义。

1 AAR 标准疲劳评估简介

1.1 AAR 疲劳评估原理

AAR 是一个非营利性技术协会, 它的成立是为了确保北美铁路安全、迅速、高效、整洁、技术先进, 是北美铁路协会(Association of American Railroad)的简称, 主要业务为铁路货运方面以建立行业标准为基础提供技术服务, 并专门为铁路货车车辆制定法规^[4]。AAR 标准机车车辆手册: CII 分册分册[M-1001]《货车设计制造规范》^[5]中提供了详细的实测载荷谱、构件疲劳参数和 S-N 曲线, 该标准可计算出目标车辆的具体寿命。

待评估车体寿命可由图 1 S-N 曲线图推导。

设 k 为 S-N 曲线的绝对斜率

$$\frac{\lg S_i - \lg S_e}{\lg N_e - \lg N_i} = k \quad (1)$$

则有

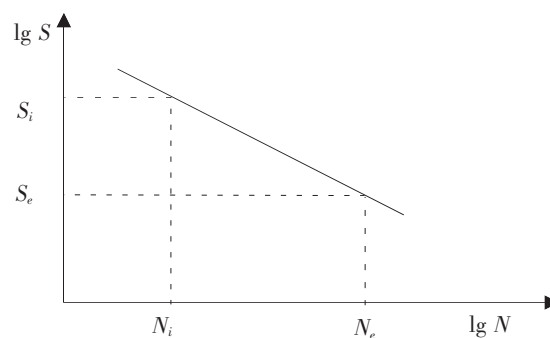


图 1 S-N 曲线图

收稿日期: 2018-08-27 责任编辑: 车轩玉 DOI: 10.13319/j.cnki.sjztdxxb.20180827001

作者简介: 王顺(1993—), 男, 硕士研究生, 研究方向为机械工业。E-mail: 374405111@qq.com

王顺, 冯国胜, 李龙, 等. 基于 AAR 标准的石砟漏斗车疲劳寿命评估[J]. 石家庄铁道大学学报: 自然科学版, 2020, 33(1): 82-86, 92.

$$N_i = \frac{N_e}{\left(\frac{S_i}{S_e}\right)^{1/k}} \quad (2)$$

实际上, $S_{\max}$ 代替 S_i , 故方程(2)为

$$N_i = \frac{N_e}{\left(\frac{S_{\max}}{S_e}\right)^{1/k}} \quad (3)$$

由于疲劳极限 S_e 的值跟随不同的 R 值变化, 疲劳极限方程可由理想的修正 GOODMAN 曲线得出, 如图 2。

理想的修正 GOODMAN 曲线方程为

$$S_{\max} = mS_{\min} + b \quad (4)$$

式中, b 为 $R=0$ 时的疲劳极限; m 为改进的 GOODMAN 图的斜率。

按照定义

$$R = \frac{S_{\min}}{S_{\max}} \quad (5)$$

但是在疲劳极限时, $S_{\max} = S_e$, 因此, 可推导

$$S_e = \frac{b}{1-mR} \quad (6)$$

根据 Miner 线性累计损伤假设, 当损伤增值之和为 1 时, 认为出现疲劳破坏。那么载荷谱下出现损伤的循环数为

$$N_t = \frac{1}{\sum \frac{\alpha_i}{N_i}} \quad (7)$$

式中, N_t 为部件在载荷谱下出现损伤的循环数; α_i 为每一应力级占总循环的份数; N_i 该应力级时将导致损坏的循环数。

使用方程(7)可以预测适用疲劳特性的各部件达到损坏的循环数, 从而计算部件的寿命

$$\text{寿命} = \frac{N_T}{\beta} \quad (8)$$

式中, β 为每英里谱中循环数。

1.2 AAR 疲劳评估方法

进行车体部位的疲劳分析, 首先应结合有限元分析结果确定分析的部位, 选取位置大多是车体焊接结构附近。由于货车车头一般为焊接结构, 结构焊成后不做消除残余应力的处理, 疲劳强度会大幅度低于金属本身^[6-7]。根据 AAR 标准查找评估部位相关的母材或者焊缝具体参数, 其中包括 b 、 m 、 k 或者 S_e 的数值, 载荷与载重呈线性关系, 由 AAR 标准提供的重、空车垂向心盘载荷谱、纵向拉压和扭转载荷谱分别换算出车体各处在这些载荷谱作用下的应力幅值谱。根据原理方程进行单一工况下的损伤计算, 评估出该工况下的寿命后, 利用多载荷通道疲劳寿命计算方法近似处理这种多载荷事件, 计算该部位在各工况下的综合疲劳寿命^[8]。计算流程如图 3。

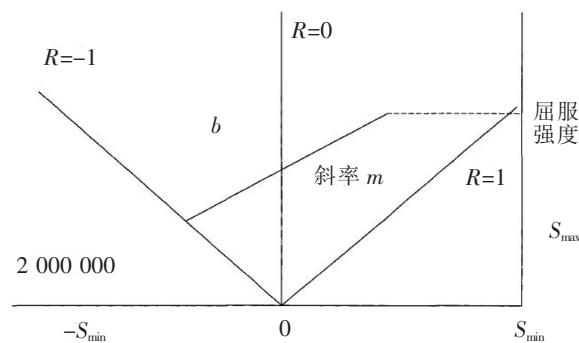


图 2 理想的修正 GOODMAN 曲线

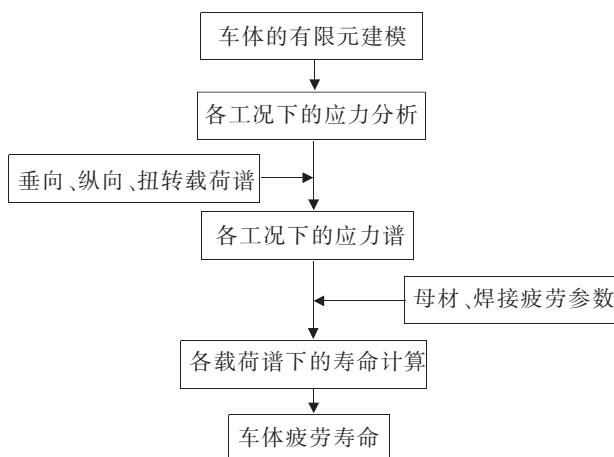


图 3 AAR 疲劳寿命分析流程图

2 车体疲劳寿命分析

2.1 车体有限元模型的建立

漏斗车三维尺寸为:纵向长度 11 570 mm,横向宽度 2 492 mm,心盘到车顶的高度 2 150 mm。为了得到高精度的有限元模型,先由三维软件 SolidWorks 对其进行必要的简化,在保留车体结构特点和力学性能的前提下,略去小尺寸的非承载构件,忽略零件表面小孔及圆角等特征,简化结果见图 4。

建立好几何模型,导入有限元分析软件 ANSYS Workbench 中。材料选用 Structural Steel,由于模型零件几何特征规则,选用自动分网的方法,单元形式采用壳和实体混合。有限元计算精度随着网格的变小而提高,但同时对于计算资源的占用也会增加。为得到适当的网格尺寸,选用试算法,将网格细化到一定程度,以应力结果偏差为指标来确定最终模型,划分结果如图 5 所示,其单元数 54 322,节点数 103 002。

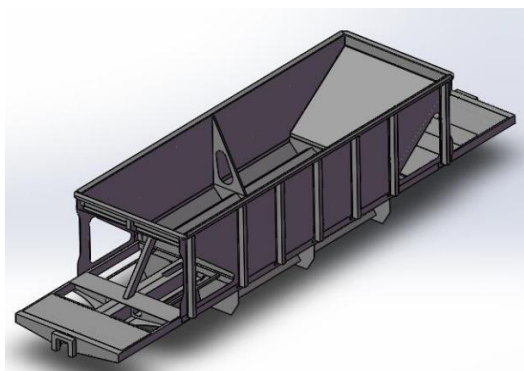


图 4 漏斗车三维模型

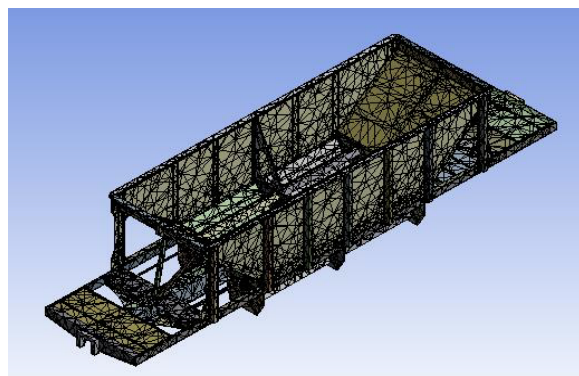


图 5 漏斗车有限元模型

2.2 约束设置

为使边界条件与静强度实验条件最为接近,在车体一侧心盘处施加固定端约束,另一侧心盘约束 X 和 Z 轴方向的位移并在 Y 向施加弹性约束^[9]。模型中坐标轴的方向为:车体横向为 X 轴,纵向为 Z 轴,垂向为 Y 轴。

2.3 有限元模型计算

根据 AAR 标准规定,在车体相应位置施加载荷,计算求解出车体在垂向静载、纵向 100 t 拉伸、纵向 100 t 压缩和 40 kN·m 扭转 4 种工况下的应力,各工况应力云如图 6~图 9。

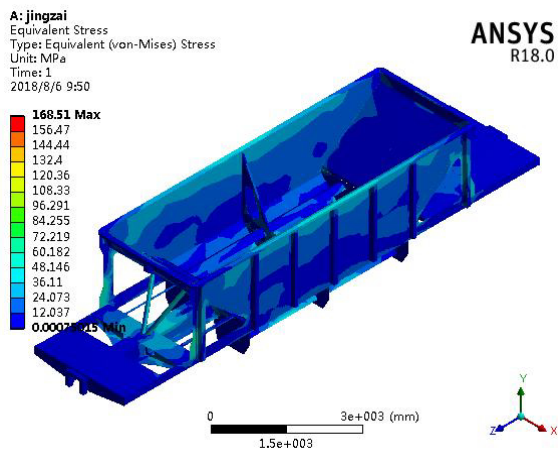


图 6 垂向静载应力云图

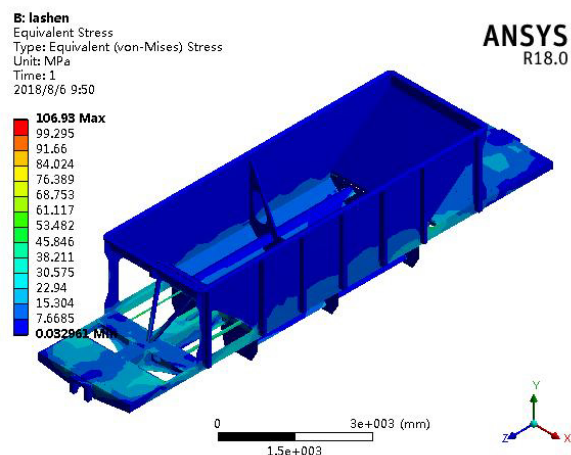


图 7 纵向 100 t 拉伸应力云图

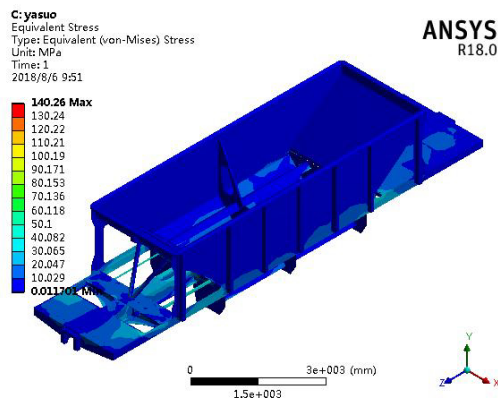


图 8 纵向 100 t 压缩应力云图

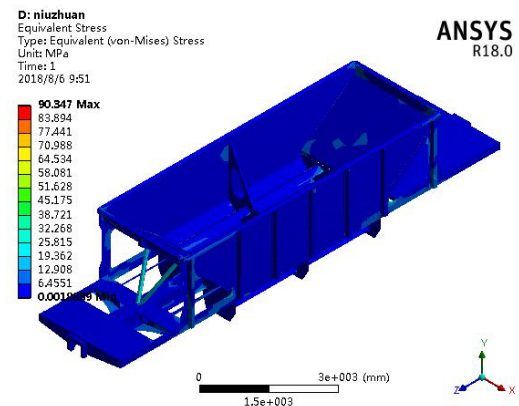


图 9 扭转应力云图

基于分析结果,在应力集中较大的焊缝附近选取了 11 处部位,提取相应的 4 个工况的 Von. Mises 应力,如表 1。

表 1 11 个部位对应 Von. Mises 应力

MPa

编号	位置	垂向静载	拉伸	压缩	扭转
1	漏斗板与漏斗端隔板间焊缝	83	22	23	0
2	侧墙板与下侧梁搭接处焊缝	50	8	7	0
3	漏斗中隔板凹角处母材	81	0	0	0
4	漏斗板加强板与漏斗隔板间焊缝	0	36	42	0
5	牵引梁靠近端梁附近下翼板处母材	0	51	0	0
6	牵引梁端头与横梁 2 间焊缝	45	53	53	15
7	纵向梁腹板靠近枕梁附近母材	21	52	53	7
8	端墙斜撑左与腰带处焊缝	52	9	10	44
9	二位枕梁下盖板与下侧梁间搭接焊缝	18	57	54	9
10	侧墙板角柱附近圆弧处	81	8	9	0
11	端墙斜撑左与地板间焊缝	48	7	8	28

注:应力低于 5 MPa,损伤计算忽略不计,表中记为 0。

2.4 疲劳寿命计算

AAR 标准中涉及到的部分评估部位相关焊缝的疲劳特性见表 2。

表 2 钢制构件焊缝的疲劳特性

构件说明	构件图	名义屈服应力/KSI	应力范围 S_r /KSI	S-N 曲线斜率 k
平板横向对接焊接,充分焊透,焊缝高起部分保持完整(轴向载荷)		36	16	0.11
		50	20	0.09
		100	20	0.17
搭接焊接头,纵向或纵向加横向角焊缝,焊缝应力临界(轴向载荷)		36	13	0.14
		50	13	0.14
		100	13	0.14
带垂直角焊接的平板,焊缝应力临界(挠曲载荷)		36	20	0.12
		50	20	0.12
		100	20	0.12

由于涉及车体部位较多,手工计算较为不便,因此使用数据分析软件 Matlab 进行数据处理。根据表 1 提供的 11 个部位的结构特征,在 AAR 机务标准查询相应的材料疲劳特性,将分析用到的重、空车各载

荷谱数据按列依次放入 Excel 表格中, Matlab 程序将其作为输入文件读取。根据编写的 Matlab 程序, m 文件中依次输入 b 、 m 、 k 、载荷、应力值和每英里平均循环次数, 经过 2 次判断过程, 可以计算出评估位置在各工况作用下车体疲劳寿命评估结果。最后利用多载荷通道疲劳寿命计算方法计算该部位在各工况下的综合疲劳寿命。

2.5 车体疲劳寿命预测

该漏斗车的设计寿命为 30 a, 年运营里程按 15 万 km 计算, 则该车车体结构的疲劳设计寿命 450 万 km 以上, 该重、空车里程比取为 1 : 1。本次车体的疲劳寿命按该运营情况计算。

通过计算, 车体结构在 AAR 载荷谱下的疲劳损伤估算见表 3。

表 3 米轨漏斗车疲劳寿命计算结果 km

序号	车体部位	各个工况下车体疲劳寿命				总寿命
		垂直载荷	纵向拉伸	纵向压缩	扭转	
1	漏斗板与漏斗端隔板间焊缝	3.68E+07	1.98E+16	1.24E+16	无损伤	3.68E+07
2	侧墙板与下侧梁搭接处焊缝	9.43E+07	无损伤	无损伤	无损伤	9.43E+07
3	漏斗中隔板凹角处母材	2.23E+10	无损伤	无损伤	无损伤	2.23E+10
4	漏斗板加强板与漏斗隔板间焊缝	无损伤	6.23E+15	4.78E+14	无损伤	4.44E+14
5	牵引梁靠近端梁附近下翼板处母材	无损伤	2.19E+10	无损伤	无损伤	2.19E+10
6	牵引梁端头与横梁 2 间焊缝	1.55E+12	9.89E+12	9.89E+12	无损伤	1.18E+12
7	纵向梁腹板靠近枕梁附近母材	8.50E+19	1.81E+10	1.49E+10	无损伤	8.19E+09
8	端墙斜撑左与腰带处焊缝	1.78E+07	1.86E+17	6.81E+16	8.72E+10	1.78E+07
9	二位枕梁下盖板与下侧梁间搭接焊缝	5.63E+07	1.33E+07	1.75E+07	1.15E+13	6.67E+06
10	侧墙板角柱附近圆弧处	2.34E+09	无损伤	无损伤	无损伤	2.34E+09
11	端墙斜撑左与地板间焊缝	3.82E+07	2.03E+18	5.70E+17	6.45E+12	3.82E+07

3 结论

从表 3 中寿命评估结果看, 大部分的部位寿命评估结果远高于预期寿命。母材的寿命一般高于焊缝, 其中最薄弱的部位是二位枕梁下盖板与下侧梁间搭接焊缝, 预测寿命约为 667 万 km, 满足预期寿命 450 万 km 的设计要求。其余薄弱部位寿命如: 漏斗板与漏斗端隔板间焊缝 3 680 万 km, 端墙斜撑左与腰带处焊缝 1 780 万 km, 均远高于预期寿命。

AAR 标准用来评估货车寿命, 用到的载荷谱数据较多, 计算步骤繁琐。涉及评估国内货车寿命时, 更要用到单位换算, 用 Matlab 编程处理计算数据代替手工, 极大地提升了计算效率, 亦减少出错的可能性。

参 考 文 献

[1]陈伯施. 我国铁路重载货车技术发展[C]//铁路重载运输技术交流会论文集. [S.l.]:中国铁道学会,2014:5.
[2]田葆栓. 世界铁路重载运输技术的运用与发展[J]. 铁道车辆,2015,53(12):10-19,5.
[3]赵方伟. 铁路货车车体载荷谱测试及疲劳强度评价研究[D]. 北京:北京交通大学,2015.
[4]林至睿. 漏斗车车体结构疲劳强度研究[D]. 成都:西南交通大学,2013.
[5]铁道部四方车辆研究所. AAR 机务标准手册: C 分册[Ⅱ]货车设计制造规范[S]. 青岛:铁道部四方车辆研究所,1986.
[6]Wolfgang Fricke. Fatigue analysis of welded joints: state of development[J]. Marine Structures,2003,16(3):185-200.
[7]Halid Can Yildirim,Gary B Marquis. Fatigue strength improvement factors for high strength steel welded joints treated by high frequency mechanical impact[J]. International Journal of Fatigue,2012,44:168-176.
[8]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.
[9]谭宇宽. 载重 98 t 铝合金煤炭漏斗车车体结构优化研究[D]. 成都:西南交通大学,2015.

(下转第 92 页)

chuck is drawn with solidworks. The range of electromagnetic force is obtained by analyzing the force exerted by electromagnetic sucker during the process of lifting and moving parts. The electromagnetic intensity of magnetic suction disc is analyzed with Maxwell software, and the magnetic induction intensity and electromagnetic force of workpieces are obtained. Furthermore, the magnetic field distribution is analyzed, and there is no magnetic leakage phenomenon. The ampere-turns are determined, and the structural rationality of the magnetic chuck is verified, which meets the requirements of the upper and lower materials.

Key words: magnetic chuck; gripper; Maxwell; magnetic field distribution

(上接第 86 页)

Fatigue Life Evaluation of Ballast Hopper Car Based on AAR Standard

Wang Shun¹, Feng Guosheng¹, Li Long¹, Xu Xiufeng², Lv Hua²

(1. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;

2. CRCC Shijiazhuang Co., Ltd, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: The AAR evaluation standard was developed by the Association of American Railroad and can be used to evaluate the fatigue life of railway freight cars. In this paper, the finite element model of the meter rail ballast hopper car was established by using ANSYS Workbench, and the stress analysis was carried out under four working conditions: vertical static load, longitudinal tension, longitudinal compression, and torsion. Taking the meter-track ballast funnel as an example, the corresponding load spectrum of 100 t covered hopper car was selected and calculated by nominal stress method and Miner linear cumulative damage theory. A Matlab program for life evaluation was compiled based on AAR standard. The evaluation results show that the life of the hopper meets the design requirements.

Key words: AAR standard; hopper car; stress; load spectrum; fatigue