内置式转向架构架结构优化及动力学分析

张爽爽,张 旭

大连交通大学詹天佑学院中车学院, 辽宁 大连

收稿日期: 2025年3月4日; 录用日期: 2025年3月23日; 发布日期: 2025年4月3日

摘要

转向架在高速列车中发挥着至关重要的作用。通过不断进行轻量化研究,可以进一步提高列车的性能表现、降低能耗和成本等。因此,本文建立了内置式转向架的有限元模型,采用ANSYS分析了5种工况下的静强度和4种疲劳工况,并基于结构应力法对疲劳工况应力较大区域的4条焊缝进行了疲劳寿命分析。随后依据强度分析结果以及灵敏度对其进行尺寸优化,优化后的转向架在满足疲劳强度的同时,质量降低了4.8%。将优化后的模型利用ANSYS-Simpack联合仿真进行动力学分析,由仿真结果可知,横向振动加速度、垂向振动加速度、脱轨系数、轮重减载率均符合《GB/T 5599-2019》中的标准数据,实现了轻量化的目标且车辆运行平稳性以及安全性也符合要求。

关键词

内置式转向架,焊缝疲劳分析,灵敏度,尺寸优化,刚柔耦合

Optimization and Dynamic Analysis of Built-In Bogie Frame Structure

Shuangshuang Zhang, Xu Zhang

CRRC College, Zhan Tianyou College of Dalian Jiaotong University, Dalian Liaoning

Received: Mar. 4th, 2025; accepted: Mar. 23rd, 2025; published: Apr. 3rd, 2025

Abstract

The bogie plays a crucial role in high-speed trains. Continuous research on lightweight design can further improve the train's performance, reduce energy consumption, and lower costs. Therefore, this paper establishes a finite element model of a built-in bogie frame, using ANSYS to analyze static strength under five operating conditions and fatigue under four fatigue conditions. Based on the structural stress method, the fatigue life of four weld seams in high-stress regions of the fatigue conditions is analyzed. Then, size optimization is carried out based on the strength analysis results and sensitivity. After optimization, the bogie achieves a 4.8% reduction in weight while meeting fatigue strength requirements. The optimized model is subjected to dynamic analysis through ANSYS-Simpack co-simulation. The simulation results show that the lateral vibration acceleration, vertical vibration acceleration, derailment coefficient, and wheel load reduction rate all meet the standards specified in GB/T 5599-2019. The lightweight goal is achieved, and the vehicle's running stability and safety also meet the requirements.

Keywords

Built-In Bogie, Weld Fatigue Analysis, Sensitivity, Size Optimization, Rigid-Flexible Coupling

Copyright © 2025 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/

1. 引言

随着我国高速铁路(HSR)建设的蓬勃兴起与公众对出行效率与舒适度要求的持续提升,高速铁路系统 已牢固确立为城市交通网络的关键构成部分。在这一复杂系统中,转向架[1]作为高铁列车的核心技术载 体,扮演着至关重要的角色,集承载、动力传递、振动缓冲及行驶导向等多重功能于一身。

当前,国内外对转向架结构的研究主要集中在提升其安全性与性能表现上,而疲劳分析作为评估这两方面的重要指标,受到了广泛的关注。彭李想[2]通过使用 HyperMesh 软件建立转向架构架的实体有限 元模型,并包含焊缝,基于 ASME 标准的《网格不敏感的结构应力法及 S-N 曲线法》,对焊缝的应力集 中和疲劳损伤进行了分析。研究预测了转向架焊接构架中危险焊缝的位置,并通过焊趾改善技术显著降 低了焊缝疲劳损伤,有效提升了构架的抗疲劳性能。孟子超、王伯铭[3]研究了悬挂式单轨车辆转向架焊 接构架,依据 EN 13749 标准设计了 12 级疲劳载荷谱,总结了基于结构应力法的虚拟疲劳实验流程,并 完成了构架的累计损伤计算。研究结果显示:所有焊缝的累计损伤总值均小于 1,符合疲劳设计要求。

近年来,随着有限元方法和相关软件的广泛应用,优化设计在工程领域中变得越来越重要。优化设 计利用最优化数学理论,通过数学建模与迭代求解实际问题,旨在获得符合设计目标的最优解。尤其是 尺寸优化方法,它在保持结构拓扑形状不变的前提下,调整结构的尺寸参数(如厚度、直径等),以达到优 化性能的目标。这种方法能够快速、准确地优化设计,提高结构的效率和性能。

优化方法涵盖拓扑优化、尺寸优化、形状优化和形貌优化等多种形式。在本文中,尺寸优化[4]被选 用作为主要的优化手段,通过调整结构的尺寸参数,来优化结构的性能特性。朱健伟[5]基于静强度分析 的结果,结合结构优化理论与有限元方法,对悬挂式单轨车辆转向架构架进行了尺寸优化。优化后,构 架应力分布得到改善,结构实现轻量化,质量降低 14.8%。潘蓉[6]基于疲劳强度分析的结果,在保证构 架强度具有一定安全余量的基础上,对应力集中的部位进行了局部尺寸优化。对优化后的方案进行了静 强度和疲劳强度的校核计算,结果表明,各种工况下均满足疲劳强度设计要求。优化后,构架的重量减 轻了约 6%。马建勇、马术文[7]选择转向架关键部位构架作为研究对象,基于 JISE 4207 标准进行了静强 度分析和疲劳分析。通过确定危险工况,采用贝叶斯优化算法对构架进行尺寸优化后,其质量减轻了 6.5%。 经过评估,优化后,静强度和疲劳强度均符合标准要求,实现了转向架轻量化的目的。吕磊、何钢[8]采 用基于响应曲面建模的方法,以寿命和质量为优化目标,对车轮进行了可靠性优化。成功实现了 100%的 可靠性,并使车轮实现了 2 kg 的轻量化。 本文章采用了一种以有限元为基础的尺寸优化方法,解决转向架受力过大、重量过重的难题。以内 置式转向架为研究对象,通过 HyperMesh 软件对其进行有限元建模,按照 EN 13749-2011 与 UIC 615-4 规范设定 9 种工作条件,运用 ANSYA 软件对其进行静强度分析,并依据计算结果对已有的模型进行优 化处理。拟采用基于 HyperMesh 中的 OptiStruct 模块对其进行尺寸优化,使其质量最小,以材料的许用 应力值作为约束目标,构架内各板块的厚度作为设计变量,通过 OptiStruct 模块对其进行优化。

2. 结构介绍及建模

2.1. 模型的结构介绍

本文所用的是一种由 S355J2W(H)高强度钢板焊接而成的箱型结构。该构架采用上、下盖板及抗侧滚 扭杆座贯通上、下盖板并焊接在一起。构架结构见图1,所使用的材料的基本力学性能列于表1中。



Figure 1. Structure diagram of the built-in bogie 图 1. 内置式转向架结构图

Table	e 1. Basic 1	nechani	cal p	oroperti	les of	materi	al	s
表1.	材料的基	本力学	性能	2				

部件	材料	屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa
构架钢板板厚 ≤16 mm	S355J2W (H)	≥355	490~680
16 < 构架钢板板厚 ≤40	S355J2W (H)	≥345	490~680
空簧导柱	Q345E	≥345	470~630
制动吊座	Q345E	≥315 (锻件厚度 80~100 mm)	470~630
一系定位座	Q345E	≥345	470~630
横向止挡座	Q345E	≥345	470~630

2.2. 有限元模型的建立

内置式转向架有限元模型建模方式采用壳单元与实体单元相结合,单元尺寸均为8毫米,制动吊座、 横向止挡座及抗蛇行减振器采用实体单元,其他均为壳单元。在此基础上建立了一个完整的有限元模型, 其中节点总数为242,981,单元总数为1,325,948,其中实体单元数值为606,430,壳单元数值为719,518。 具体有限元模型如图2所示。



Figure 2. Finite element model of the built-in bogie 图 2. 内置式转向架有限元模型

3. 静强度工况及校核

3.1. 构架工况的设置

本文所研究对象为内置式转向架,自重为 7100 kg,共 576 座位,包括 10 个商务座位、28 个一等座 位和 538 个二等座位,二系悬挂在空载和重载的情况下,横向刚度分别为 206 kN/mm 和 215 kN/mm,垂 向刚度在空载和重载的情况下分别为 375 kN/mm 和 501 kN/mm,车身与转向架之间的最大横移量为 70, 通道和通过台面积大约 18 m²,机车侧滚系数为 0.15,沉浮系数为 0.2。

超常工况的设置指的是对构架结构在极限荷载下的承载能力进行检验,其主要内容包括:垂向荷载、 横向荷载、纵向荷载、菱形荷载以及扭曲位移的综合作用。

1) 垂向载荷:

$$F_{z\max} = \frac{1.4g^* \left(M_v + P_1 - 2m^+ \right)}{4} \tag{1}$$

2) 横向载荷(作用在每个车轴上):

$$F_{y\max} = 10^4 + \frac{(M_v + P_1)^* g}{12}$$
(2)

作用在每个空气弹簧上的横向载荷:

$$F_4 = K_v * D_b \tag{3}$$

作用在横向止挡上的横向载荷:

$$F_3 = 2* \left(F_{y \max} - F_4 \right) \tag{4}$$

3) 纵向载荷:

$$F_{xsb} = m^+ * 5g \tag{5}$$

4) 每轮纵向菱形载荷:

$$F_{x1\max} = 0.1^* \left(F_{z\max} + m^+ * g \right)$$
(6)

作用在每个车轮上,从相反意义上来说,作用在转向架构架的对侧。

5) 轨道扭曲载荷:

$$F_7 = 2400 * 1\% \tag{7}$$

轨道扭曲载荷按照 1%的扭曲产生,轴距按照 2400 mm,则车轮抬高的垂向位移为 24 mm。

公式中: F_{zmax} 为垂向载荷的数值大小; g 为重力速度数值; M_v 是车辆行驶时的质量; P_1 是特殊设计 载荷; m^+ 是转向架的质量; F_{ymax} 为总的横向载荷力; $F_3 \$, $F_4 \$ 分别为前轴、后轴所受载荷力数值; K_v 是 二系悬挂的横向刚度; D_b 是车体相对于转向架的最大横移量; F_{xsb} 为所受到的总的纵向载荷力大小; $F_5 \$, F_6 为两个牵引支座受到的载荷力大小; F_{xlmax} 为菱形载荷力大小; F_7 为扭曲载荷大小。

将计算得到的载荷数值按照标准进行工况组合,得到表2。

		横向载荷		如百卦共	中中书车	苯亚弗士
上 沉	空气弹簧	横向止挡	纵门软何	扭曲软何	交 形	
1	-F _{zmax}					
2	-F _{zmax}			$+\frac{1}{2}F_{Xsb}$		
3	$-F_{zmax}$	$+F_4$	$+F_{3}$			
4	$-F_{zmax}$	$+F_4$	$+F_{3}$		$+F_{7}$	
5	- F _{zmax}					$+F_{10}$

Table 2. Extraordinary	operating conditions	combination table
表 2. 超常工况组合表		

3.2. 超常工况计算结果分析

在超常载荷的工况下,转向架构架的各处 Von-Mises 应力均符合材料的屈服强度,分析计算结果如表 3 所示,其中应力最大值出现在第二工况的牵引支座内服区域,应力值为 232.742 Mpa,应力云图如图 3 所示。



Figure 3. Maximum values of Von Mises in the frame under extraordinary operating condition 2 图 3. 构架超常工况 2 Von Mises 最大值

工况编号	最大应力位置	最大应力值/MPa	材料屈服强度/MPa
1	侧梁上盖板空簧座上方	202.008	345
2	牵引支座内部	232.742	345
3	牵引支座内部边缘	232.490	345
4	侧梁上盖板空簧座下方	232	345
5	侧梁上盖板空簧座下方	203.583	345

 Table 3. Maximum stress values and their locations for each operating condition

 表 3. 各工况最大应力值以及出现位置

4. 构架疲劳寿命分析

4.1. 疲劳工况的设置

根据国际铁路联盟 UIC 615-4 标准,疲劳实验载荷主要分为垂向载荷和横向载荷两部分。垂向载荷涵盖静态和动态两个组成部分,施加在构架的空气弹簧座上。静态部分的载荷对动应力的影响不大,因此在施加载荷时可以不予考虑。横向载荷包括准静态和动态两个部分,作用在转向架的横向止挡上。

1) 准静态垂向载荷:

$$F_{zq1} = F_{zq2} = \pm \alpha * F_{z\max} \tag{8}$$

2) 准静态横向载荷:

$$F_{yq} = \pm 0.25 * \left(F_{z \max} + 0.5 * m^{+} * g \right)$$
(9)

3) 动态垂向载荷:

$$F_{zd1} = F_{zd2} = \pm \beta * F_{z\max}$$
(10)

其中, F_{zq} 、 F_{yq} 、 F_{zd} 、 F_{zmax} 分别为准静态垂向载荷、准静态横向载荷、动态垂向载荷和公式(1)的取值 大小, $\alpha = 0.1$ 、 $\beta = 0.2$ 分别为垂直力的百分率及垂向力的百分率。

垂向静态载荷是没有循环变化的,并且不会产生动应力变化,不会产生疲劳。根据其他疲劳载荷共 添加四个疲劳载荷工况,如表4所示。

<u></u>	垂问	可力	横向	向力
⊥_ <i>ℓ</i> 九	F_{Z1}	F _{Z2}	F_{Y1}	F_{Y2}
1	$-F_{Zq1}$	$-F_{Zq2}$	0	0
2	$-F_{Zd1}$	$-F_{Zd2}$	0	0
3	0	0	F_{Yq}	0
4	0	0	0	F_{Yq}

Table	e 4. Fatigue operating	conditions	combination table
表 4.	疲劳工况组合表		

4.2. 基于结构应力法焊缝疲劳寿命分析

结构应力法通过网格不敏感的 MSS 计算方法和 S-N 曲线,能够有效预测焊接结构中焊缝的疲劳寿命,克服了名义应力法的局限。等效结构应力由外部载荷引起,体现了焊缝区域应力集中的分布。与之

不同的是,等效结构应力是基于断裂力学原理推导,综合考虑了多种因素,且其数值与疲劳寿命密切相关。
疲劳实验模拟分为三个阶段。由于篇幅限制,仅研究了第一阶段的焊缝疲劳寿命。根据上述疲劳工况加载情况,运用 ANSYS 软件计算了待评估焊缝各位置的节点力。本次评估选取了四条焊缝来进行分析,选取四个工况下应力值最大的一个工况,在此工况下焊缝1的最大结构应力值出现在节点号为207617处;焊缝2的最大结构应力值出现在节点号为21171处;焊缝3的最大结构应力值出现在节点号为207498处;焊缝4的最大结构应力值出现在节点号21290处,因此选取此四个节点来进行评估。具体计算结果详见表5。根据表5的数据,各条焊缝的累计损伤值均小于1,表明焊缝的抗疲劳性能符合要求。

相效位于一世上位于		各个工况下损伤值			首把佐	店苎主人	
汗堐痈丂	11 黒姍丂	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	总狈切	波方石印
1	207617	1.39241E-14	1.2188E-13	6.61537E-16	1.51512E-15	1.37981E-13	6.0427E+07
2	21171	2.06848E-09	1.81069E-08	4.3876E-11	4.61806E-11	2.02654E-08	5.3897E+07
3	207498	2.05600E-09	1.79976E-08	4.57340E-11	4.34451E-11	2.01428E-08	5.42366E+07
4	21290	1.37439E-14	1.20310E-13	1.52613E-15	9.70148E-16	1.3655E-13	6.04166E+07

 Table 5. Fatigue damage values and life times of four welds under the equivalent structural stress approach

 表 5.
 等效结构应力方法下 4 条焊缝的疲劳损伤值和寿命次数

5. 灵敏度分析及尺寸优化

由上述的静强度可以看出,在构架上的某些地方出现了应力集中的现象。虽然,构架的设计强度满 足要求,但某些工况下的设计强度还有较大的余量,不满足轻量化以及节约材料的设计原则,所以后续 以整个转向架作为研究对象,将各板厚作为设计变量,基于灵敏度分析,利用 OptiStruct 进行尺寸优化, 达到减重的目的。

5.1. 构架的灵敏度分析

将 HyperMesh 中的 ANSYS 板块转换为 OptiStruct 模块,重新设置材料属性,并赋予各个设计变量组中。为了更加全面地分析各个板块对性能的影响,选取转向架构架上的所有板块作为设计区域,并对它 们重新编号,以材料的许用应力大小作为约束,以转向架的质量最小作为目标来进行灵敏度分析。表 6 为 各个设计变量所在的位置。

设计变量编号	对应位置	设计变量编号	对应位置
1	侧梁侧面立板	7	横梁下盖板
2	侧梁下盖板	8	横梁连接抗蛇行减振器处
3	侧梁内部筋板	9	横梁中间立板
4	侧梁上盖板	10	横梁中间连接板
5	U 形板	11	横梁上盖板
6	横梁内部筋板	12	横向止挡板

 Table 6. Locations corresponding to design variables

 表 6. 设计变量对应的位置

表中 12 组设计变量的应力灵敏值分析结果如下表 7 所示。

由表 7 中的应力灵敏值大小可以看出,板块 6、7、8、9、11 的灵敏值变化较小,为了保证应力值变 化较小,所以选取这五块板材作为设计变量来进行尺寸优化。

设计变量编号	应力灵敏度(Mpa/mm)	设计变量编号	应力灵敏度(Mpa/mm)
1	0.00E+00	7	5.19E-03
2	-2.50E-01	8	7.28E-03
3	-5.04E-02	9	3.30E-03
4	-1.15E+01	10	-4.08E-02
5	-8.84E-02	11	1.70E-02
6	-8.62E-03	12	-7.13E-03

Table 7. Stress sensitivity analysis results for 12 sets of	f design variables
表 7.12 组设计变量应力灵敏度分析结果	

5.2. 构架尺寸优化

建立优化的数学模型,以构架各个板的厚度为设计变量,板厚度的上下限取值不超过原始板厚的20%。 在对构架应力影响最大的超常工况2下,要求模型的最大等效结构应力不超过安全系数为1.1的材料许 用应力314 MPa,并且同时设置目标函数为其质量最小。目标函数如下:

$$\operatorname{Min}: V = \sum_{i=1}^{n} V(t_i)$$
(11)

Sub.to:
$$[\partial] \ge \partial_{\max}$$

 $t_{\max} \ge t_i \ge t_{\min}, \ i = 1, 2, 3, 4, \cdots, n$
(12)

式中: [∂]为材料的许用应力值; t_i为各个板厚的数值; V为体积。

然后,运用 Hypermesh 中的 OptiStruct 模块进行尺寸优化,将各个设计变量与彼此建立对应响应, 设置好约束目标,然后进行求解。求解后的结果如下表 8 所示。

Table	8. Results of plate thickness after size optimization
表 8.	尺寸优化之后的各个板厚结果

设计变量编号	原始值/mm	上限值/mm	下限值/mm	最终取值/mm
6	10	16	6	14
7	14	22	8	8
8	14	22	8	8
9	13	22	8	15
11	12	22	8	11

优化之后的构架质量相比于之前减轻了 4.8%,依据优化之前的工况,将其板厚重新设置,再次进行 静强度以及焊缝疲劳分析,分析结果见下图 4,以及表 9、表 10。



Figure 4. Maximum values of Von Mises in the optimized frame under extraordinary operating condition 2 图 4. 优化后构架超常工况 2 Von Mises 最大值

Table	9. Maximum	stress values	and their le	ocations unde	r optimized	extraordinary	operating	conditions
表 9.	优化后超常	工况最大应ナ	」值以及出	现位置				

工况编号	最大应力位置	最大应力值/MPa	材料屈服强度/MPa
1	侧梁上盖板空簧座上方	244.429	345
2	侧梁上盖板圆弧处	270.175	345
3	侧梁上盖板空簧座下方	280.701	345
4	侧梁上盖板空簧座下方	281.610	345
5	侧梁上盖板空簧座上方	246.509	345

 Table 10. Fatigue damage values and life times of 4 welds under the equivalent structural stress method after optimization

 表 10. 优化之后等效结构应力方法下 4 条焊缝的疲劳损伤值和寿命次数

旭级护旦	士占纪旦		各个工况	首把佐	店出主人		
洋建姍亏 11点姍亏 -	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	- 心坝仍	波力可叫	
1	207617	1.07048E-14	9.37068E-16	1.75503E-15	3.19506E-15	1.6592E-14	1.88716E+07
2	21171	6.62572E-09	5.79995E-08	1.39977E-10	1.47663E-10	6.49129E-08	1.64406E+07
3	207498	6.58466E-09	5.76400E-08	1.46244E-10	1.38606E-10	6.45095E-08	1.35471E+07
4	21290	9.76311E-17	8.54632E-16	3.21604E-15	1.77016E-15	5.93846E-15	1.88434E+07

6. 整车动力学分析

当今对车辆轻量化的设计水平在逐步上升,对车辆的刚度要求更为严格,车辆运行中结构振动对动 力学性能影响更为显著。下面将对车辆整体进行动力学分析,将刚性车体中的转向架替换为柔性体,分 析转向架优化后的整车性能。

6.1. 刚柔耦合模型的建立

首先对转向架模型进行有限元处理,然后在 HyperMesh 中对模型的主节点进行选取,模型主节点的 选取要与刚性模型中的 mark 点对应,刚性模型中的坐标系要与转向架模型中的坐标系相同,便于主节点

的对应,在 HyperMesh 中选取了 1103 个主节点用 Set 点表示,然后在 ANSYS 里面进行子结构的生成,要求缩减之后模型和原模型的模态分析误差不超过 10% [9],最后在 Simpack 中生成柔性的.fbi 文件进行 替换。表 11 为缩减前后模态对比。

阶数	缩减前模态频率/HZ	缩减后模态频率/HZ	误差/%
7	65.162	65.153	0.14
8	94.333	94.316	0.18
9	103.907	103.88	0.26
10	132.406	132.33	0.57
11	134.388	134.32	0.51
12	157.414	157.2	0.136

 Table 11. Comparison of model modes before and after reduction

 表 11. 缩减前后模型模态对比

6.2. 动力学仿真结果









Figure 6. Wheel load reduction rate and derailment coefficient results 图 6. 轮重减载率及脱轨系数结果图

在进行动力学仿真时,首先建立仿真路线,然后根据标准《GB/T 5599-2019》[10]对车辆进行运行平 稳性以及通过曲线安全性进行计算分析。

对车辆进行平稳性分析是在直线线路上,在 SIMPACK 中设置直线线路长 3000 m,在整条线路上的 50 m 处开始施加京沪轨道的激励谱,激励平滑长度设为 5,并在 3000 m 处结束。

研究车辆通过曲线安全性,需要设计一条施加完整轨道激励的曲线线路。整条线路由五个部分组成: 直线(200 m)-缓和曲线(400 m)-圆曲线(1000 m)-缓和曲线(400 m)-直线(200 m),总线路长为2200 m,圆曲 线的半径为7500 m,并且在轨道30~2200 m处添加京沪激励谱,本文研究车辆运行速度[11]设置为200 km/h。表12 为模型仿真结果,所取数据皆为其中最大值。

Table 12. Model simulation results

表 12. 模型仿真结果

	横向振动加速度	垂向振动加速度	横向 Sperling	垂向 Sperling	脱轨系数	轮重减载率
刚柔耦合模型	0.26728 m/s^2	0.16677 m/s ²	1.20913	1.06864	0.108564	0.577345

根据横向以及垂向振动加速度(图 5)的数值,结合标准《GB/T 5599-2019》中的计算方法可以得出平 稳性指标(Sperling)皆小于 2.50,根据标准可知此模型的平稳性等级为 1 级,评定结果为优;由垂向力的 整体数值减去平均轮重的数值,然后除以平均轮重的数值,由此可以计算得出轮重减载率的数值(图 6), 可知最大值为 0.577345,虽然未超过标准中规定的标准,但数值较大,在此后的研究中要注意此数值; 脱轨系数最大值为 0.108564,未超过标准中的数值,脱轨的风险较低。

7. 结论

通过上述详尽的分析可知,基于灵敏度分析来确定板块设计变量的方法具备显著的可行性。在完成 这一关键步骤后,我们对优化后的转向架展开了新一轮的静力学以及疲劳分析。在超常工况 2 的严苛条 件下,尽管转向架的应力值相较于优化前有所增加,然而这些数值均被控制在材料的屈服强度范围之内, 完全符合设计要求,这表明优化措施并未对转向架在特殊工况下的安全性和可靠性造成负面影响。

从结构应力法预测焊缝疲劳寿命的计算结果来看,转向架的四条焊缝的总损伤值均小于1,并且疲劳 寿命均小于标准值。这一结果一方面说明焊缝的疲劳性能在当前设计下处于可接受水平,另一方面也为 后续进一步提升焊缝质量和延长疲劳寿命提供了数据支持和改进方向。

值得一提的是,转向架在优化后成功实现了减重目标,相较于优化前减重幅度达到了4.8%,这一成 果有效地推动了转向架的轻量化进程,不仅有助于降低车辆运行过程中的能耗,还能在一定程度上提升 车辆的整体性能。

此外,我们还将刚体模型中的转向架替换为柔性体,对整车运行进行了动力学分析。分析结果显示, 运行平稳性以及运行安全性的各项评价指标数值均处于合理范围之内,这意味着转向架的优化不仅在结 构强度和疲劳性能方面取得了良好的效果,同时也未对整车的动力学性能产生不良影响,确保了车辆在 实际运行过程中的稳定性和安全性。

参考文献

[1] 王伯铭. 高速动车组总体及转向架[M]. 第2版. 成都: 西南交通大学出版社, 2014: 143-145.

[2] 彭李想. 基于主 S-N 曲线法的轨道车辆转向架构架焊缝疲劳分析[J]. 现代制造技术与装备, 2021, 57(9): 102-106.

[3] 孟子超, 王伯铭. 基于结构应力法的焊接构架疲劳累积损伤研究[J]. 机械工程与自动化, 2021(2): 14-16.

[4] 王斌杰,孙守光,王曦,等. 地铁转向架构架运用载荷与疲劳损伤特征研究[J]. 铁道学报, 2019, 41(6): 53-60.

- [5] 朱健伟. 悬挂式单轨车辆转向架构架结构优化[J]. 机车电传动, 2020(5): 118-122.
- [6] 潘蓉. 动集 B0 转向架构架强度评估及优化分析[D]: [硕士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2022.
- [7] 马建勇, 马术文, 张海柱, 等. 高速列车转向架轻量化设计评估系统构建[J]. 机械, 2024, 51(3): 52-58+73.
- [8] 吕磊, 何钢. 基于 6σ 方法的铝合金车轮径向疲劳寿命可靠性分析[J]. 机械设计与制造工程, 2020, 19(8): 1-6.
- [9] 黄彩虹, 曾京, 邬平波, 等. 铁道客车车体弹性减振研究[J]. 工程力学, 2010, 27(12): 250-256.
- [10] 倪纯双, 李谷, 王新锐, 等. GB/T 5599-2019 机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范[S]. 2019.
- [11] 陈新华, 黄志辉, 卜继玲. 基于 ANSYS 与 SIMPACK 联合仿真的柔性轮对动力学仿真分析[J]. 机车电传动, 2014(2): 41-45.