

# 高速动车组转向架对扣式重载复合材料板簧总成匹配设计

刘冰琪<sup>1</sup>, 柯俊<sup>1,2\*</sup>, 潘文成<sup>1</sup>, 吴震宇<sup>1</sup>, 陈岚<sup>1</sup>

<sup>1</sup>浙江理工大学机械工程学院, 浙江 杭州

<sup>2</sup>浙江美力科技股份有限公司, 浙江 绍兴

收稿日期: 2023年10月19日; 录用日期: 2023年11月21日; 发布日期: 2023年11月28日

## 摘要

为了实现动车组转向架轻量化, 设计了一种应用于动车组转向架的对扣式复合材料板簧和适用于重载的接头模块。对转向架复合材料板簧总成刚度进行了匹配设计, 建立了对扣式复合材料板簧的刚度计算模型及铰接接头的可靠性理论模型。采用Abaqus软件建立板簧总成的有限元模型并通过CAE分析预测其刚度和强度, 并对其可靠性进行分析, 对试制的样件进行疲劳台架试验。研究结果表明, 预测结果与试验结果的误差满足工程应用要求, 且样件性能满足设计要求, 证明了对扣式复合材料板簧的匹配设计和铰接结构可靠性理论的正确性, 为动车组转向架复合材料板簧的应用提供了参考。

## 关键词

动车组转向架, 复合材料板簧, 铰接接头, 匹配设计, 刚度

# Matching Design of Buckle-Type Heavy-Duty Composite Leaf Spring Assembly for High-Speed EMU Bogie

Bingqi Liu<sup>1</sup>, Jun Ke<sup>1,2\*</sup>, Wencheng Pan<sup>1</sup>, Zhenyu Wu<sup>1</sup>, Lan Chen<sup>1</sup>

<sup>1</sup>College of Mechanical Engineering, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou Zhejiang

<sup>2</sup>Zhejiang Meili High Technology Co., Ltd., Shaoxing Zhejiang

Received: Oct. 19<sup>th</sup>, 2023; accepted: Nov. 21<sup>st</sup>, 2023; published: Nov. 28<sup>th</sup>, 2023

## Abstract

To realize the lightweight of EMU bogies, a buckle-type composite leaf spring for EMU bogies and a

\*通讯作者。

文章引用: 刘冰琪, 柯俊, 潘文成, 吴震宇, 陈岚. 高速动车组转向架对扣式重载复合材料板簧总成匹配设计[J]. 建模与仿真, 2023, 12(6): 5712-5726. DOI: 10.12677/mos.2023.126519

joint module suitable for heavy loads were designed. The stiffness matching design of the composite leaf spring assembly for the bogie was carried out. The stiffness calculation model of the buckle-type composite leaf spring and the reliability theoretical model of the hinged joint were established. The finite element model of leaf spring assembly was established by Abaqus software and its stiffness and strength were predicted by CAE analysis, and its reliability was analyzed. The fatigue bench test of the trial sample was carried out. The results showed that the error between the predicted results and the experimental results met the requirements of engineering application, and the sample performance met the design requirements. The correctness of the matching design of the buckle-type composite leaf spring and the reliability theory of the hinged structure were proved. These provided a reference for the application of composite leaf springs of EMU bogie.

## Keywords

EMU Bogie, Composite Leaf Spring, Hinged Joint, Matching Design, Stiffness

Copyright © 2023 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

随着纤维增强复合材料的性能被进一步发掘,应用于轨道交通装备的复合材料实现了从非承载结构到主承载结构的发展历程[1] [2]。主承载结构中的转向架质量通常占整车质量的 1/3,用复合材料制备转向架及其部件成为了当前的研究热点。如 Hou [3]介绍了一种由玻璃纤维增强复合材料制成转向架构架的全新设计,并通过有限元分析预测了其在不同载荷条件下的性能,分析结果表明,各向应力均较低。Kim [4]等设计了铁路转向架构架用复合侧梁,并通过静载试验确定了结构的安全性。Liu [5]提出了在动车组转向架摇枕上使用复合材料薄层的设计策略,结果表明薄层可以有效提高复合材料结构的静强度。Zhang [6]等提出一种搭扣式复合材料板簧总成应用于下一代高速列车,通过静态、动态弯曲试验以及相关的有限元分析,证明该搭扣式复合材料板簧总成满足设计要求。

复合材料板簧具有较为宽泛的刚度调整、极佳的强度以及优异的减振能力,应用于转向架后能达到极佳的轻量化效果。当前复合材料板簧为适应不同的服役环境,衍生出了多种类型。Ma [7]等人设计了一款变宽度复合材料板簧,通过试验和仿真得出其弯曲刚度满足汽车行业的设计要求,各向应力也满足材料的强度要求。Ke [8]等采用 Abaqus 软件建立了某轻型客车主-副簧式复合材料板簧的有限元模型,并对该复合材料板簧的刚度及模态进行了仿真分析。Shi [9]等建立了变刚度双叶板簧的简化模型,并利用位移叠加法和材料变形的连续性推导了该模型的复合刚度计算方法,且所提出的方法可以应用于三叶板簧和多叶板簧。Kueh [10]等利用 ANSYS 软件研究了金属和复合材料多叶板簧的静态和疲劳性能,发现所设计的复合材料板簧较金属板簧具有更低的弯曲应力和挠度,以及更高的疲劳寿命。为满足板簧不同应用场景下所需的特殊性能,许多学者通过改变板簧的结构形式,探索具有特殊结构的复合材料板簧的潜在优势。如 Polilov [11]认为选择合适的弹簧几何形状,可以创建具有恒定横截面积和 3 倍减重的树枝状的复合材料板簧,该板簧未切割纤维,并且可以通过将叶片组合成束来减小弹簧尺寸。Abu [12]等通过有限元仿真优化了复合材料椭圆板簧的材料和几何形状,从实验和数值模拟两方面研究了椭圆率对粗纱缠绕复合材料椭圆板簧性能的影响。

为了实现动车组转向架轻量化, 本文设计了适用于高速重载的转向架复合材料板簧, 由两个单片簧身对扣组合而成。端部设计为高可靠性、强连接性的金属铰接式接头, 建立了对扣式板簧的刚度理论模型, 根据铰接结构可靠性理论, 校核了铰接结构。利用有限元软件仿真分析了板簧刚度和总成结构的强度, 通过 Fe-safe 计算了铰接结构的疲劳强度。制备样件并进行板簧台架疲劳试验。试验结果表明, 铰接结构及其他连接部件未出现明显损坏, 测得板簧的疲劳寿命为 45.2 万次, 高于设计要求中 30 万次的疲劳寿命。理论、仿真及试验结果相吻合, 验证了对扣式复合材料板簧匹配设计的正确性以及铰接结构的高可靠性。

## 2. 结构设计

对扣式复合材料板簧, 安装空间较小、能承受较大的垂向位移。该特性适合转向架服役中频繁承受高额垂向载荷所产生的大变形工况。复合材料板簧簧身结构为等宽抛物线的等强度结构。该结构能够使板簧上下表面应力均匀分布, 在满足轻量化的同时具有较高的材料利用率[13][14]。为了提高板簧中部的强度, 簧身设计中只保留内凸台, 起到限位作用的同时增加板簧的安装面积。此外上下簧片通过铰接连接实现簧身两端的转动, 并传递载荷。设计的复合材料板簧具体结构如图 1 所示。根据中车长春轨道客车股份有限公司提供的数据, 板簧的主要设计参数如表 1 所示。

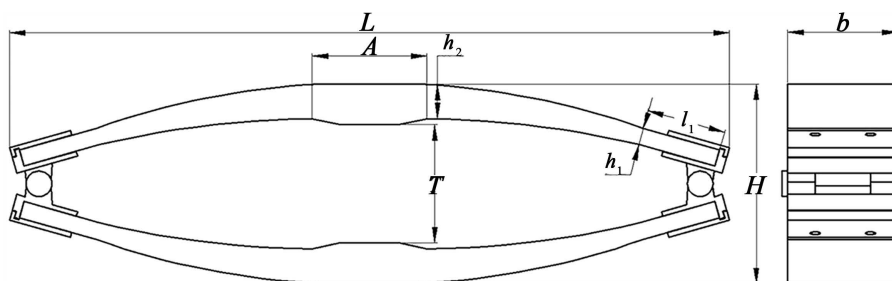


Figure 1. The diagrammatic drawing of the buckle-type composite leaf spring

图 1. 对扣式板簧示意图

Table 1. Main design parameters of leaf spring

表 1. 板簧主要设计参数

参数	数值
板簧纵向长度 $L/\text{mm}$	$<720$
板簧安装(自由)高度 $H/\text{mm}$	220
板簧中部内表面距离 $T/\text{mm}$	120
中部无效变形区域长度 $A/\text{mm}$	90-120
板簧宽度 $b/\text{mm}$	112
板簧总成刚度 $K_s/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$1000 \pm 15\%$
定员载荷/kN	61.4
1.5 倍定员载荷/kN	92.1

高铁运行速度快, 传递到连接结构的震动密集, 这对板簧接头部分连接的可靠性提出了更高的要求。采用螺栓连接和胶接连接的混合连接形式, 在提高板簧连接部位的稳定性的同时减小了连接结构的整体

尺寸。对扣式板簧装配图如图 2 所示, 铰接结构由上耳板、销轴、下耳板三部分组成。中部连接结构, 即夹具内表面, 设计为完全包裹凸台并向外延伸一定长度的平面以保护过渡面。

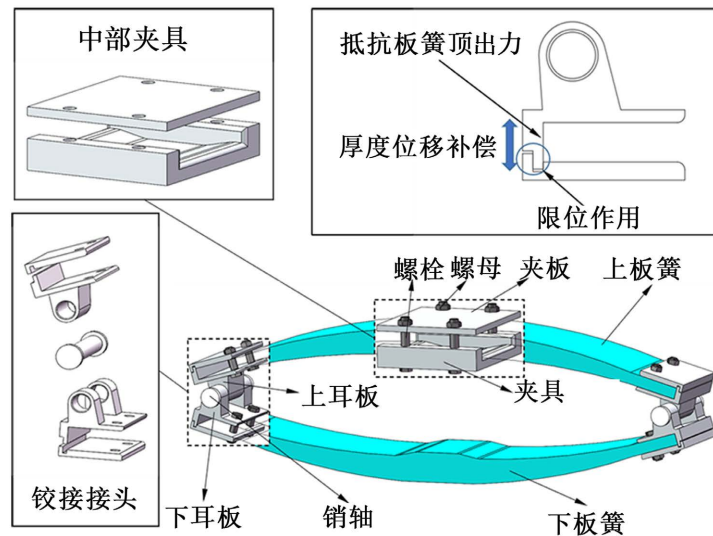


Figure 2. Three-dimensional model of the buckle-type leaf spring assembly  
图 2. 对扣式板簧装配体的三维模型

图 2 中所示, 铰接接头分为上下两部分, 通过铆接形式连接, 防止上下部分发生相对位移, 并起到限位的作用。接头厚度方向上留有一定间隙, 以补偿簧身制造中产生的误差及厚度方向受力产生的变形, 同时起到位移补偿作用。金属接头下夹板部分为 L 型结构, 当板簧承受载荷时, 能抵抗板簧变形时的纵向顶出力, 降低板簧螺栓孔壁的应力, 延长板簧的使用寿命。铰接孔两边缘倒圆角处理, 以降低孔壁两侧的应力, 减少光轴的磨损。

### 3. 理论计算

#### 3.1. 刚度理论

对扣式板簧刚度计算问题不同于单个板簧, 若板簧刚度不变, 则在施加相同载荷时, 对扣式板簧的位移是单独两个板簧在相同载荷条件下位移的叠加。将单个复合材料板簧等效为简支梁结构模型, 则其受力情况如图 3 所示。

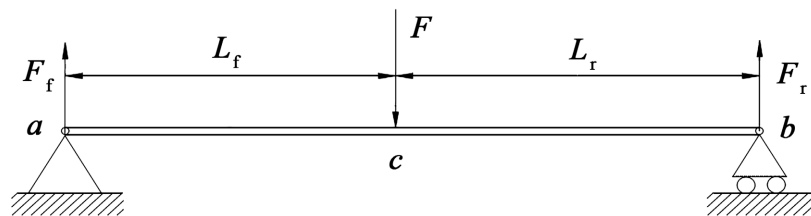


Figure 3. Force model of composite leaf spring  
图 3. 复合材料板簧的受力模型

设单个板簧在载荷  $F$  作用下位移为  $s$ , 则对扣式复合材料板簧的刚度  $K_s$  为:

$$K_s = \frac{F}{2s} \quad (1)$$

根据 EN13298 铁路应用 - 悬挂系统相关标准, 设对扣式板簧刚度为 1000 N/mm, 单个板簧刚度为 2000 N/mm。根据钱琛等人[15]的研究, 设计的对扣式复合材料板簧尺寸参数如表 2 所示。此外上板簧凸台需承受垂向载荷与纵向载荷, 在板簧内表面设置 6 mm 厚度凸台。同时为防止因纵向载荷导致的中部夹具与凸台滑移脱落的情况, 凸台纵向长度 A 应适当增加。

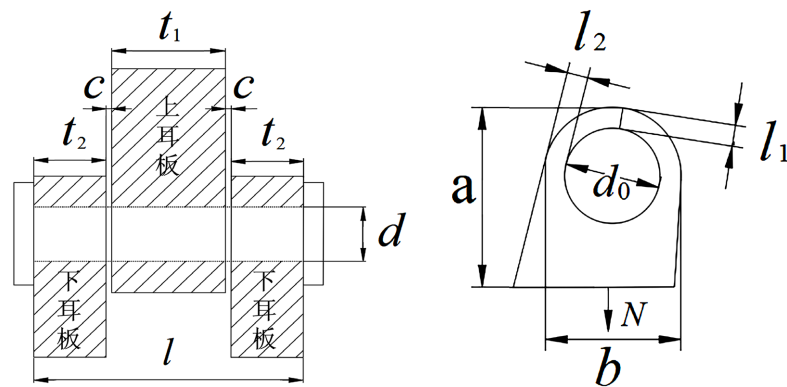
**Table 2.** Size parameters of the buckle-type leaf spring  
**表 2.** 对扣式板簧尺寸参数

参数	$L$	$A$	$T$	$H$	$b$	$h_1$	$h_2$	$l_1$
数值/mm	705	116	120	203	112	15.3	33.7	70

注:  $h_1$  为板簧端部的厚度,  $h_2$  为板簧中部的厚度,  $l_1$  为板簧端部水平段的长度。

### 3.2. 铰接可靠性

铰接连接一般用于承受较大载荷且往复运动的部位, 通过耳板与销轴之间的接触传递载荷[16]。图 4 为销轴和耳板的示意图。针对铰接连接可能出现的破坏模式, 对销轴及耳板进行计算校核[17] [18]。除耳板材料采用 Q345 钢, 其余金属材料采用 40Cr 钢, 材料参数如表 3 所示, 表 4 为销轴和耳板尺寸参数。



**Figure 4.** Diagram of the axis pin and ear plates  
**图 4.** 销轴和耳板示意图

**Table 3.** Related performance parameters of metal materials  
**表 3.** 金属材料相关性能参数

钢材牌号	屈服强度/MPa	抗拉强度 $f$ /MPa	抗剪强度 $f_v^b$ 、 $f_v$ /MPa	抗压、抗弯强度 $f^b$ /MPa	孔壁承压强度 $f_c^b$ /MPa
40Cr	785	980	420	700	/
Q345	345	470	170	295	400

**Table 4.** Size parameters of pin shaft and ear plate  
**表 4.** 销轴和耳板的尺寸参数

参数	数值/mm
上耳板厚度 $t_1$	56
下耳板厚度 $t_2$	28

Continued

上、下耳板的间隙 $c$	0.1
销轴长度 $l$	112
平行于作用力方向销轴孔壁距耳板边缘的距离 $l_1$	4
耳板两侧边缘与销轴孔壁的净距 $l_2$	4
销轴孔直径 $d_0$	18
销轴长度 $d$	18
耳板长度 $a$	34
耳板宽度 $b$	26

其中耳板最小厚度不得小于销孔处净宽的 1/16，即下耳板厚度应满足[19]:

$$t_2 \geq \frac{2b}{16} \quad (2)$$

销轴孔中心需位于耳板的中心线上，且销轴孔径相差应不大于 1.0 mm，即:

$$d_0 - d \leq 1 \quad (3)$$

销轴接触面沿着耳板厚度方向存在不均匀的承压应力，导致销轴和耳板局部发生变形并使荷载向耳板边缘集中。图 5 为销轴弯矩计算简图[20]。

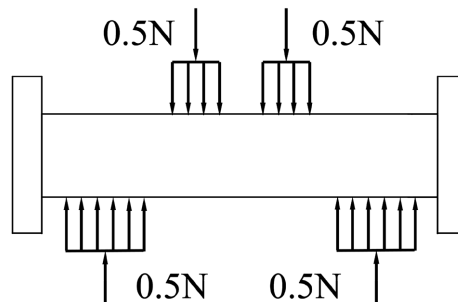


Figure 5. Axis pin bending moment calculation diagram

图 5. 销轴弯矩计算简图

根据图 3 可得:

$$N = F_i = \frac{FL_j}{A} (i=f, j=r \text{ 或 } i=r, j=f) \quad (4)$$

$$A = L_r + L_f \quad (5)$$

式中:  $N$  为杆件轴向拉力, N;  $L_f$  为板簧中心点至左端长度, mm;  $L_r$  为板簧中心点至右端长度, mm。

考虑应力分布不均的影响, 销轴计算截面弯矩  $M$  可表示为[21]:

$$M = \frac{N}{4} (0.5rt_1 + t_2 + 2c) \quad (6)$$

式中:  $r$  为考虑耳板厚度方向承压应力不均匀分布的峰值系数, 取值在 0~1.0 之间。

为了避免销轴出现弯曲破坏, 对销轴抗弯强度进行验算。销轴的弯曲强度应满[22]:

$$\sigma_b = \frac{M}{1.5 \frac{\pi d^3}{32}} \leq f^b \quad (7)$$

式中： $\sigma_b$ 为销轴截面弯曲应力，MPa； $f^b$ 为销轴抗弯强度设计值，MPa。

为了避免销轴出现剪切破坏，对销轴抗剪强度进行校核：

$$\tau_b = \frac{N}{n_v \pi \frac{d^2}{4}} \leq f_v^b \quad (8)$$

式中： $\tau_b$ 为销轴截面剪切应力，MPa； $d$ 为销轴直径，mm； $n_v$ 为受剪数目，本文中 $n_v$ 取2； $f_v^b$ 为销轴抗剪强度设计值，MPa。

当销轴处于弯剪组合工况时，其强度可表示为：

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma_b}{f^b}\right)^2 + \left(\frac{\tau_b}{f_v^b}\right)^2} \leq 1 \quad (9)$$

为避免销轴、耳板出现承压破坏，对销轴、耳板的承压强度进行验算。销轴、耳板的承压强度为：

$$\sigma_c = \frac{N}{dt} \leq f_c^b \quad (10)$$

式中： $\sigma_c$ 为销轴对耳板的挤压应力，MPa； $t$ 为耳板厚度，mm； $f_c^b$ 为耳板销孔孔壁承压强度设计值，MPa。

为了避免耳板在销孔处发生净截面拉裂破坏，耳板净截面抗拉强度与端部抗拉强度分别为[23]：

$$\frac{1.4N}{2l_2t} \leq f \quad (11)$$

$$\frac{N}{l_1t} \leq f \quad (12)$$

式中： $f$ 为耳板抗拉强度设计值，MPa。

为了避免耳板端部出现剪切破坏，对耳板端部的抗剪强度进行验算：

$$\tau = \frac{N}{2t \sqrt{\left(l_1 + \frac{d_0}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_0}{2}\right)^2}} \leq f_v \quad (13)$$

式中： $\tau$ 为耳板端部截面剪切应力，MPa； $f_v$ 为耳板抗剪强度设计值，MPa。

## 4. 可靠性有限元仿真

### 4.1. 仿真设置

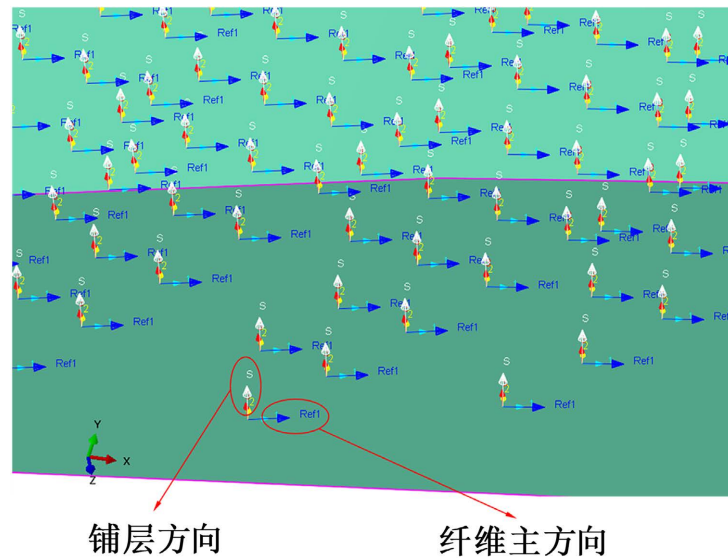
根据表2中的设计尺寸参数，在Abaqus有限元分析软件中建立复合材料板簧分析模型，网格单元类型为C3D8R。板簧的材料为G1600/7901DNK/32%的玻璃纤维/环氧树脂，其相对碳纤维材料韧性更好、成本更低，具体的力学性能参数见表5。

簧身按照表5的材料参数进行设置。板簧的铺层设置如图6所示，绿色箭头1方向代表纤维主方向、白色箭头S方向为铺层方向，铺层角皆为0°。

**Table 5.** Related parameters of unidirectional glass fiber  
**表 5.** 单向玻璃纤维相关参数

参数	数值	参数	数值
树脂含量	$32 \pm 3\%$	$G_{12}/\text{GPa}$	4
纤维单位面积质量/ $(\text{g} \cdot \text{m}^{-2})$	$1600 \pm 5\%$	$G_{23}/\text{GPa}$	3.5
每层铺层厚度/mm	1.2	$G_{13}/\text{GPa}$	/
密度/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	1900	$X_t/\text{MPa}$	1226
$E_1/\text{GPa}$	44	$X_c/\text{MPa}$	1095
$E_2/\text{GPa}$	8	$Y_t/\text{MPa}$	50
$E_3/\text{GPa}$	/	$Y_c/\text{MPa}$	160
$\mu_{12}$	0.27	$S_{12}/\text{MPa}$	60
$\mu_{23}$	0.27	$S_{23}/\text{MPa}$	/
$\mu_{13}$	0.27	$S_{13}/\text{MPa}$	/

注:  $E_i$  ( $i = 1, 2, 3$ )为弹性模量,  $\mu_{ij}$  ( $i, j = 1, 2, 3; i \neq j$ )为泊松比,  $G_{ij}$ 为剪切模量,  $S_{ij}$ 为剪切强度,  $X_t$ 、 $Y_t$ 为材料的拉伸强度,  $X_c$ 、 $Y_c$ 为材料的压缩强度。



**Figure 6.** Given material's properties  
**图 6.** 复合材料板簧的铺层设置

由于连接结构包含夹紧力及诸多接触对, 模型的边界条件非常复杂, 在静力分析模块下难以收敛, 故采用动力-隐式方法对结构进行刚度和强度分析。设置 2 个分析步, 在 Step-1 中, 对中部螺栓施加 40 kN 的轴向载荷, 等效拧紧力矩为 110 N·m。端部螺栓施加 20 kN 的轴向载荷, 等效拧紧力矩为 50 N·m。在 Step-2 中对参考点 RP-1 施加 1.5 倍定员载荷, 即 92.1 kN 的垂向载荷。RP-1 为板簧中部夹具上表面集合的参考点。根据板簧的服役工况, 下板簧中部设有完全固定约束。板簧模型在 Abaqus 中的载荷和边界条件设置如图 7 所示。



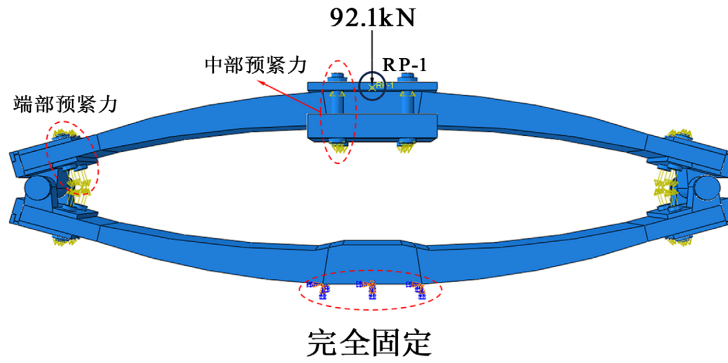


Figure 7. Setting the loads  
图 7. 载荷加载图

#### 4.2. 结果分析

在图 8 中, 图 8(a)~(c)为施加了端部、中部螺栓预紧力与 1.5 倍定员载荷下复合材料板簧的应力分布图; 图 8(d)~(f)为仅有端部螺栓预紧力与 1.5 倍定员载荷下复合材料板簧的应力分布图, 其中图 8(a)与图 8(d)为主应力云图, 图 8(b)与图 8(e)为纵向应力云图, 图 8(c)和图 8(f)为横向应力云图。

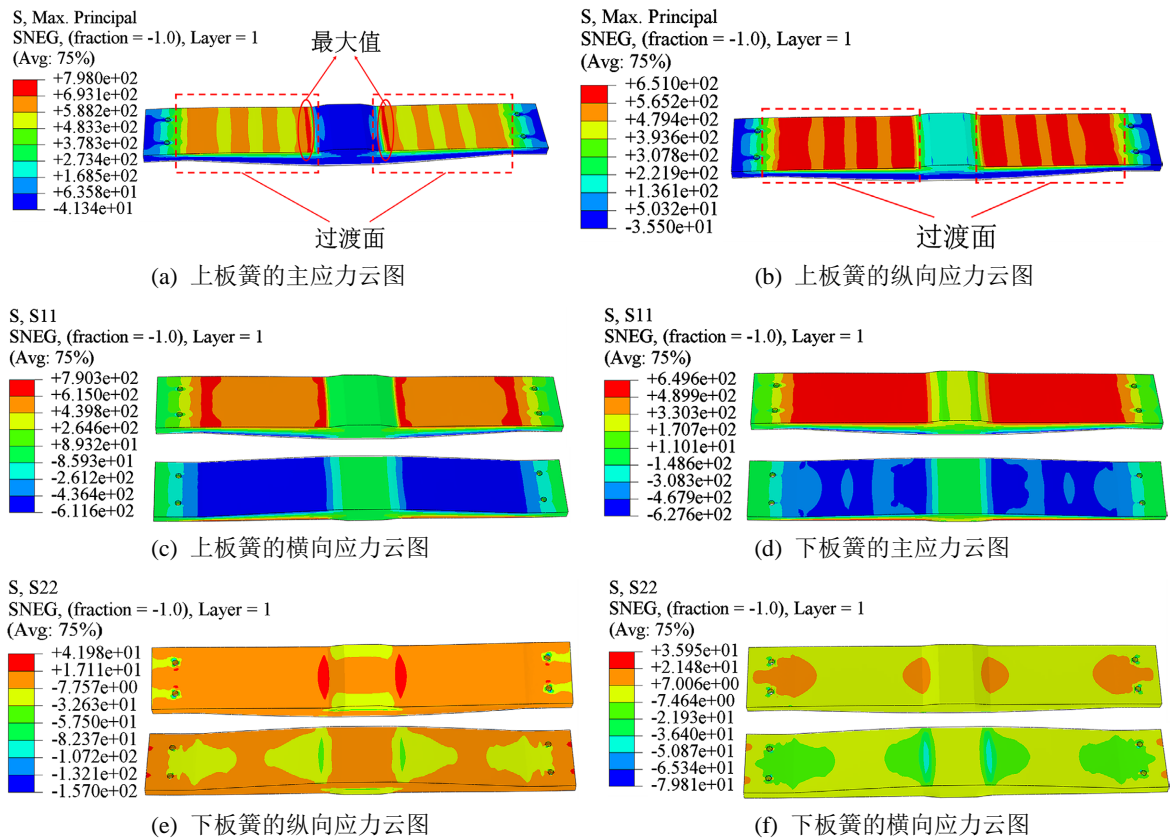


Figure 8. The stress cloud of composite leaf spring  
图 8. 复合材料板簧应力云图

图 8(a)~(c)中, 上板簧在中部夹具夹持下, 最大主应力为 798.0 MPa, 避开了过渡面, 纵向最大拉应力为 790.3 MPa, 最大压应力为 611.6 MPa; 横向最大拉应力为 42.0 MPa, 最大压应力为 157.0 MPa。

图 8(d)~(f)中,对于无中部夹具夹持的下板簧,其最大主应力为 651.0 MPa,纵向最大拉应力为 649.6 MPa,最大压应力为 627.6 MPa;有限元仿真结果与材料许用应力对照见表 6。结果表明对扣式板簧在定员载荷及 1.5 倍定员载荷条件下皆满足材料的强度要求。

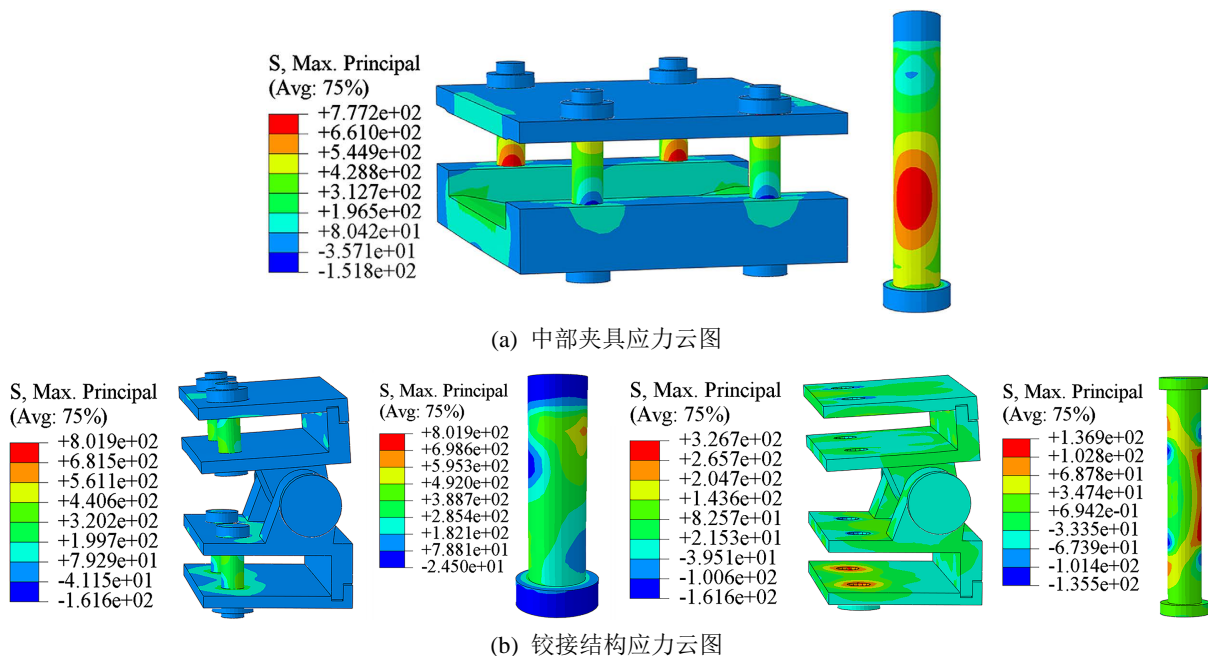
**Table 6.** Strength analysis results

**表 6.** 强度分析结果

应力类型	定员载荷下所受应力	1.5 倍定员载荷所受应力	材料的许用应力
纵向最大拉应力/MPa	517.2	790.3	1226
纵向最大压应力/MPa	397.5	611.6	1095
横向最大拉应力/MPa	26.7	42.0	50
纵向最大压应力/MPa	122.2	157.0	160

如图 8 所示,板簧的抛物线结构使其上下表面在纵向方向的应力均匀分布,能有效地发挥材料的性能。随着垂向载荷的施加,板簧与中部夹具接触区域应力无明显提升,说明中部夹具对板簧的可靠性影响较低。横向最大应力均出现在孔壁边缘处,此处是板簧劈裂损伤的危险区域。

1.5 倍定员载荷下金属部件应力分布如图 9 所示,中部夹具应力最大为 777.2 MPa,耳板及销轴应力均较小,均未超过 330 MPa,因此金属接头结构处于安全范围。此外中部螺栓 M12 及端部螺栓 M10 为 10.9 级,同样处于安全范围。



**Figure 9.** The stress cloud of metal parts

**图 9.** 金属部件应力云图

如图 9(a)所示,在螺栓预紧力作用下,中部夹具的变形造成螺纹孔轴线与螺栓轴线不重合,容易造成螺栓弯折,导致最大应力主要集中在螺栓侧面,可以通过加厚中部夹具或者采用更高等级的螺栓提高安全裕度。

铰接结构的应力分布如图 9(b)所示,最大应力同样出现在螺栓上。销轴的应力主要集中在耳板边缘,这是因为销轴的弯曲变形和耳板的局部承压变形会使荷载向耳板的边缘集中。该结果与 3.2 节的销轴受力情况相吻合,从而在仿真方面验证了铰接可靠性理论的正确性。

后处理中 RP-1 点输出的力 - 位移曲线如图 10 所示。曲线的斜率即为板簧的刚度,即 1044 N/mm,与设计刚度  $1000 \pm 15\%$  N/mm 相匹配,满足设计的刚度要求。

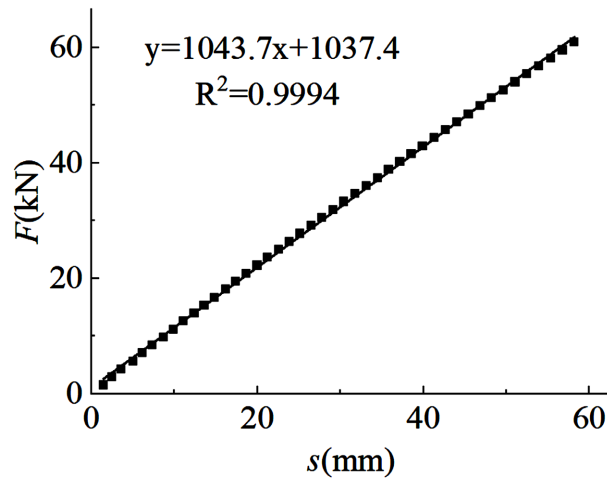


Figure 10.  $F$ - $s$  curve of the node

图 10. 节点的  $F$ - $s$  曲线

### 4.3. 疲劳仿真

高铁是一种长时间工作的运载工具,在较短的时间或者较少的循环次数内发生破坏是不允许出现的状况。不同于公路运输交通工具,高铁运行平稳,故金属接头的工作环境具有长期性、稳定性,因此采用高周疲劳的算法,即采用  $S$ - $N$  曲线对接头的寿命进行计算。如图 11 所示,一般认为循环次数低于  $10E+4$  属于低周疲劳,低周疲劳时纵坐标为应变,高周疲劳时纵坐标为应力。高周疲劳主要用全寿命法进行分析,而低周疲劳主要用初始裂纹法来进行分析。初始裂纹分析方法通常是基于应变寿命曲线( $E$ - $N$  曲线)理论来进行寿命分析。 $S$ - $N$  和  $E$ - $N$  曲线在高周区域重合,因为名义应力是线性的[24]。

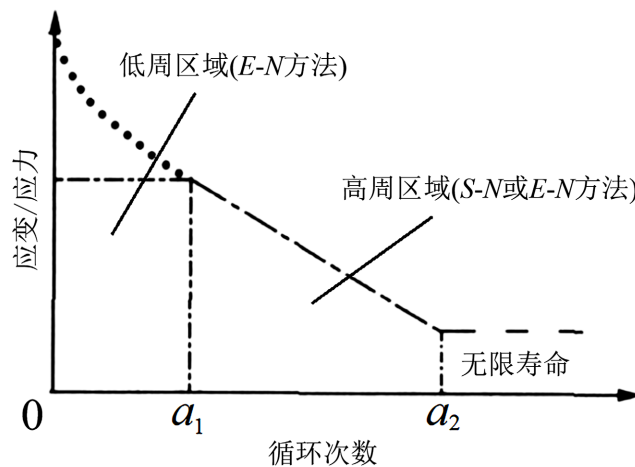


Figure 11.  $S$ - $N$  and  $E$ - $N$  life curves

图 11.  $S$ - $N$  和  $E$ - $N$  寿命曲线[24]

调用 Fe-safe 材料库中自带的 40Cr 材料, 采用  $S-N$  寿命曲线法。将 Abaqus 计算得到的 61.4 kN (定员载荷) 下金属接头应力数据导入到 Fe-safe 中, 用 Goodman 算法对应力平均化, 最终计算得出在 61.4 kN 循环载荷下金属接头结构均处于无限寿命区。一方面, 经调质处理的 40Cr, 一定程度上避免了金属接头受载过程中的应力局部集中; 另一方面, 仿真中寿命薄弱部位出现在孔壁两侧, 这与接头或光轴的变形造成的局部应力集中有关。支撑铰接孔的底座为具有高刚度的 L 型结构, 一定程度上抑制了接头因载荷过大而变形的的问题, 故接头的寿命得到很大的提高。

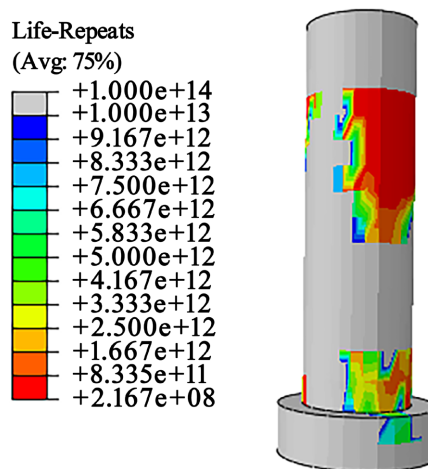
对于螺栓等疲劳寿命计算, 用局部应力应变法估算结构疲劳寿命。首先估算疲劳危险点弹塑性应力应变历程, 然后对照材料的疲劳性能数据, 按照疲劳累积损伤理论进行疲劳损伤的累积, 最后得到构件的疲劳寿命[25]。采用累积损伤理论 Palmgren-miner 准则, 对应于 Fe-safe 中 Brown-miller 算法。Brown-miller 主要针对应变进行疲劳计算, 对于求解低周与高周疲劳同样适用, 且算出的寿命相对保守, 比实际寿命更小, 符合安全冗余的需要。

**Table 7.** Some parameters of bolt life calculation

**表 7.** 螺栓寿命计算的部分参数

参数	疲劳延性指数	疲劳强度指数	疲劳延性系数	疲劳强度系数
数值	-0.84956	-0.09488	1.36	1717

采用同样的方法, 将 Abaqus 的计算结果导入 Fe-safe 中, 采用表 7 材料参数。计算得到端部螺栓的疲劳寿命最小, 且最小寿命出现在螺栓与接头螺纹孔相切的部位, 循环次数为  $2.167\text{E}+8$  次, 如图 12 所示。这是因为端部螺栓在板簧承受载荷时, 反复承受螺栓孔的剪切作用, 应力幅变化较大, 故寿命相对较低。



**Figure 12.** Fatigue life calculation results of the end bolts

**图 12.** 端部螺栓的疲劳计算结果

## 5. 样件制备及性能测试

### 5.1. 样件制备工艺及试验细节

下面按照实际操作过程对样件制备工艺进行阐述。

(1) 样件制备前的准备工作: 裁剪玻璃纤维预浸料, 清洁、预热模具, 设置模具温度为  $120^{\circ}$ ; 往模

具注入树脂、固化剂和催化剂；制备金属件。

(2) 铺层：按照设计好的包夹铺层方案，按顺序依次在模腔内铺设裁切后的玻璃纤维预浸料。

(3) 合模固化：模腔烘干、加热加压等工序后进行固化。

(4) 脱模：固化完成后，开模并进行脱模操作。

(5) 金属件处理：进行粗坯清理、切割、安装金属件、接头钻孔等工序。

(6) 后固化：完成零部件的装配后，对簧身进行后固化处理，后固化温度为 120℃，时间为 2 h。

板簧台架试验通过 1600T 压机实现。分别对制备的 5 组复合材料板簧 I~V 在承载力 44.1~81.9 kN，频率为 1 Hz 的试验条件下进行疲劳试验。其中样件 I 和 II 中部铺层数为 40，外表层设有 2 个加强片(S 玻纤)。簧身端部开孔处理，以通过连接簧身和铰接接头的螺栓。样件 III 时在样件 I 的基础上铺层数增加一层，同时加强片增为 4 个。样件 IV 和 V 与样件 III 铺层数相同，但取消了簧身开孔。此外样件 IV 的后固化温度为 150℃，样件 V 后固化时间为 2.5 h。

## 5.2. 结果分析

试验失效现象如图 13 所示。试验时样件 I 由于夹具切割导致层间开裂，最终导致失效，损伤形式如图 13(a)所示。样件 II 由于铰链螺栓不匹配，摩擦力太大导致端头断裂，损伤形式图片见图 13(b)。如图 13(c)所示，在经过 45.2 万次循环后，试样 III 由于端部打孔导致应力集中，端头沿着 0°方向开裂发生分层失效。这是因为板簧开孔会切断增强纤维并引起应力集中，即连接结构是极易发生破坏的部位，故应尽量避免簧身开孔。这与前文仿真中孔壁边缘处出现的横向应力集中，产生的危险区域相对应。对于试样 IV，因螺栓在板簧端部接头外侧进行连接，一定程度上避免了开孔区域应力集中。但因更高的后固化温度会降低板簧韧性，板簧沿簧身分层开裂并最终失效，如图 13(d)所示。对于试样 V，后固化时间的同加会降低板簧韧性，损伤模式表现为下板簧的层间开裂，如图 13(e)所示。此外，图 13(e)中端部螺栓与接头螺纹孔相切的部位有轻微弯曲。这是因为端部螺栓在板簧承受载荷时，反复承受螺栓孔的剪切作用，对螺栓有一个弯折的效果，这与仿真结果一致。铰接结构在试验中未出现疲劳失效现象。

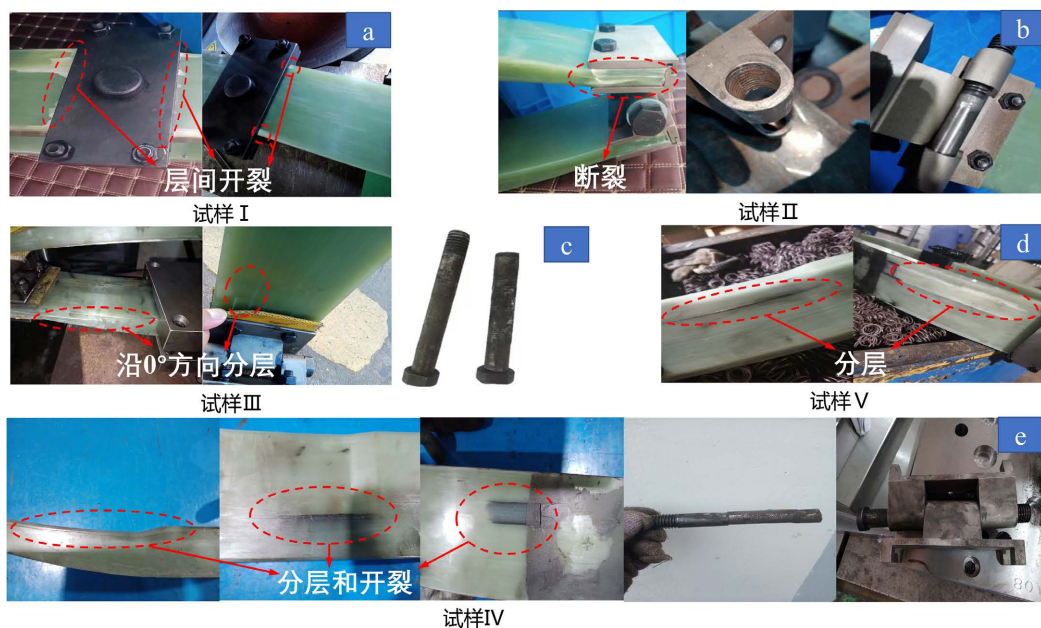


Figure 13. Failure pictures of bench tests

图 13. 台架试验失效图片

考虑到各试样在疲劳试验中的出现损伤模式及性能表现。将试样I和试样II的试验刚度与仿真模拟刚度进行对比分析,如图14所示。

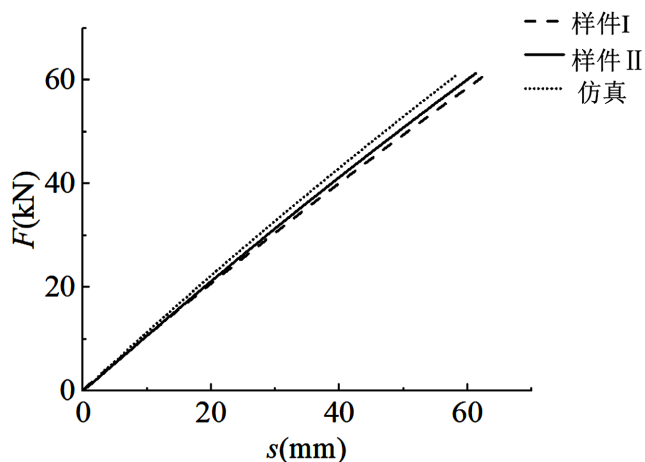


Figure 14. Stiffness comparison curves  
图 14. 刚度对比曲线

由图14可知,有限元仿真的板簧刚度为1044 N/mm,相较于试样I和试样II,仿真与试验测的刚度最大误差为12.8%。考虑到材料参数误差、建模误差及后期的制造误差,有限元仿真能够有效进行刚度匹配。

## 6. 结论

本文重点研究了对扣式复合材料板簧的匹配设计及其动刚度、疲劳等动态性能,以及铰接结构的可靠性。建立了对扣式复合材料板簧的刚度理论模型。针对铰接连接可能出现的破坏模式,校核了铰接接头的可靠性;通过有限元仿真对板簧总成进行刚度及强度预测;设计了板簧台架试验,用于验证相应的理论及仿真的正确性,并分析对扣式复合材料板簧重载工况下的损伤模式。结合理论、仿真、试验结果,结论如下:

(1) 建立的板簧刚度模型与试验误差满足工程应用要求,能够预测不同材料参数和结构尺寸对板簧影响下的刚度。设计的对扣式复合材料板簧的刚度和强度均满足设计要求。为研究重载对扣式复合材料板簧提供了理论支撑。

(2) 板簧总成疲劳寿命最高可达45.2万次。同时设计L型铰接结构一定程度上抑制了接头因载荷过大而变形的问題,其在台架试验中始终未出现疲劳失效现象。此外建立的可靠性理论模型可用于预测铰接结构的可靠性。

(3) 板簧的失效模式主要为沿0°方向的分层和开裂。簧身开孔会切断增强纤维并导致孔壁边缘应力集中,加剧板簧的损伤行为。同时端部螺栓与接头螺纹孔相切的部位存在应力集中现象,易发生弯曲变形。

综上所述,设计的对扣式复合材料板簧总成在轻量化的同时在刚度、强度均满足工程应用标准,且在重载工况下的疲劳寿命远高于设计标准的30万次。其在高速动车组转向架中具有一定的应用潜力。

## 参考文献

- [1] Jagadeesh, P., Puttegowda, M., Oladijo, O.P., et al. (2022) A Comprehensive Review on Polymer Composites in Railway Applications. *Polymer Composites*, **43**, 1238-1251. <https://doi.org/10.1002/pc.26478>
- [2] Mistry, P.J., Johnson, M.S. and Galappaththi, U.I.K. (2021) Selection and Ranking of Rail Vehicle Components for Optimal Lightweighting Using Composite Materials. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F—Journal of Rail and Rapid Transit*, **235**, 390-402. <https://doi.org/10.1177/0954409720925685>

- [3] Hou, J.P. and Jeronimidis, G. (2012) A Novel Bogie Design Made of Glass Fibre Reinforced Plastic. *Materials & Design*, **37**, 1-7. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2011.12.026>
- [4] Kim, J.S., Yoon, H.J. and Shin, K.B. (2010) Design of a Composite Side Beam for the Railway Bogie Frame. *Materials Science Forum*, **654-656**, 2676-2679. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/MSF.654-656.2676>
- [5] Liu, B.B., Zhang, Q., Li, X.Y., et al. (2021) Potential Advantage of Thin-Ply on the Composite Bolster of a Bogie for a High-Speed Electric Multiple Unit. *Polymer Composites*, **42**, 3404-3417. <https://doi.org/10.1002/pc.26067>
- [6] Zhang, X.T., Hu, J.F., Wang, Y.F., et al. (2023) A New Composite Leaf Spring for In-Board Bogie of New Generation High-Speed Trains. *Applied Composite Materials*, **30**, 1377-1392. <https://doi.org/10.1007/s10443-022-10095-4>
- [7] Ma, L.L., He, J.W., Gu, Y.Z., et al. (2021) Structure Design of GFRP Composite Leaf Spring: An Experimental and Finite Element Analysis. *Polymers*, **13**, Article 1193. <https://doi.org/10.3390/polym13081193>
- [8] Ke, J., Qian, C., Wu, Z.Y., et al. (2019) A Theoretical Model Used for Determining the Stiffness of Composite Leaf Springs with a Main Spring and an Auxiliary Spring. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, **42**, 58. <https://doi.org/10.1007/s40430-019-2138-4>
- [9] Shi, W.K., Liu, C., Chen, Z.Y., et al. (2016) Efficient Method for Calculating the Composite Stiffness of Parabolic Leaf Springs with Variable Stiffness for Vehicle Rear Suspension. *Mathematical Problems in Engineering*, **2016**, Article ID: 5169018. <https://doi.org/10.1155/2016/5169018>
- [10] Kueh, J.T.J. and Faris, T. (2012) Finite Element Analysis on the Static and Fatigue Characteristics of Composite Multi-Leaf Spring. *Journal of Zhejiang University—Science A*, **13**, 159-164. <https://doi.org/10.1631/jzus.A1100212>
- [11] Polilov, A.N., Tatus, N.A., Tian, X., et al. (2019) Equistrong Branchy Composite Beams with a Constant Total Area of Variable Elliptic Cross Sections. *Mechanics of Composite Materials*, **55**, 325-336. <https://doi.org/10.1007/s11029-019-09815-y>
- [12] Abu Talib, A.R., Ali, A., Goudah, G., et al. (2010) Developing a Composite Based Elliptic Spring for Automotive Applications. *Materials & Design*, **31**, 475-484. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2009.06.041>
- [13] Shokrieh, M.M. and Rezaei, D. (2003) Analysis and Optimization of a Composite Leaf Spring. *Composite Structures*, **60**, 317-325. [https://doi.org/10.1016/S0263-8223\(02\)00349-5](https://doi.org/10.1016/S0263-8223(02)00349-5)
- [14] Rajendran, I. and Vjayarangan, S. (2001) Optimal Design of a Composite Leaf Spring Using Genetic Algorithms. *Computers & Structures*, **79**, 1121-1129. [https://doi.org/10.1016/S0045-7949\(00\)00174-7](https://doi.org/10.1016/S0045-7949(00)00174-7)
- [15] 钱琛. 某轻型客车复合材料板簧关键特性建模与性能优化[D]: [博士学位论文]. 长春: 吉林大学, 2018.
- [16] Pedersen, N.L. (2019) Stress Concentration and Optimal Design of Pinned Connections. *Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, **54**, 95-104. <https://doi.org/10.1177/0309324719842766>
- [17] 卢家森. 建筑结构用销轴设计方法[J]. 建筑钢结构进展, 2016, 18(6): 52-56+71.
- [18] 袁斌. 抱杆螺栓连接节点与销轴连接节点力学分析[D]: [硕士学位论文]. 合肥: 合肥工业大学, 2019.
- [19] 应天益. 国内、外桥梁销接节点设计方法[J]. 世界桥梁, 2011, (2): 22-25.
- [20] 许强, 苏项庭, 关超. 关于钢销轴设计的几点讨论[J]. 建筑钢结构进展, 2018, 20(3): 78-85.
- [21] Duerr, D. (2006) Pinned Connection Strength and Behavior. *Journal of Structural Engineering*, **132**, 182-194. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9445\(2006\)132:2\(182\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9445(2006)132:2(182))
- [22] 张彩亮, 张玉芳, 张志国, 等. 中、美、欧钢结构规范中关于销轴连接计算差异对比[J]. 钢结构(中英文), 2019, 34(12): 93-97+87.
- [23] 赵文达, 方磊, 周宏宇. 销轴连接中耳板结构形式分析[J]. 建筑结构, 2022, 52(S2): 1246-1250.
- [24] 宋林红, 黄乃宁, 马明轩, 等. 金属波纹管疲劳寿命的有限元分析[J]. 管道技术与设备, 2008(3): 16-18.
- [25] 康乐. 两种常用疲劳寿命估算方法的可靠性对比[J]. 工程建设与设计, 2017(14): 23-25.