

商用车复合材料板簧设计分析

李芸先¹,李伟^{1*},陆浩宇²,王强¹,周帅¹

1. 山东交通学院汽车工程学院,山东 济南 250357;2. 青岛特锐德电气股份有限公司,山东 青岛 266104

摘要:在满足轻型货车整备质量限值要求的前提下,为降低轻型货车板簧质量,采用玻璃纤维-环氧树脂复合材料替代传统钢材,对板簧进行轻量化设计与分析。采用三维建模软件 Creo 构建复合材料板簧几何模型;基于设计刚度 $150.0(1\pm 5\%)$ N/mm 的要求,通过有限元仿真确定纤维铺层厚度比,并分析板簧在静态垂向、制动和转弯工况下的强度;结合台架试验对模压工艺制备的复合材料样件进行验证。结果表明:对比原板簧,采用纤维方向与样件长度方向夹角为 0° 、 45° 的玻璃纤维-环氧树脂复合材料,铺层比例为 6:5 时,板簧质量由 26 kg 降为 10 kg,板簧质量降低 61.5%;板簧仿真刚度为 153.1 N/mm,台架试验测试板簧实际刚度为 155.0 N/mm,均处于设计刚度允许偏差范围内;该复合材料板簧各工况下的安全因数均大于 1.20,且台架疲劳寿命达到 30 万次未失效,满足使用要求。

关键词:轻量化;复合材料板簧;设计仿真;台架试验

中图分类号:U463

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2026)01-0070-08

引用格式:李芸先,李伟,陆浩宇,等.商用车复合材料板簧设计分析[J].内燃机与动力装置,2026,43(1):70-77.

LI Yunxian, LI Wei, LU Haoyu, et al. Design and analysis of composite leaf springs for a commercial vehicle [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2026, 43(1): 70-77.

0 引言

车用部件的轻量化设计是实现车辆节能、提高车辆能源利用效率的关键技术之一,对汽车工业的可持续发展具有重要的意义^[1-3]。在全球节能减排战略深入推进与可持续发展理念广泛践行的背景下,交通运输领域对车辆轻量化技术的需求日趋迫切。板簧作为车辆悬架系统的关键部件,对车辆的操控稳定性、乘坐舒适性和载荷承载能力起重要作用^[4-5]。采用复合材料板簧替代钢板弹簧,能显著降低整车质量,减少能耗,提高乘坐舒适性和操控稳定性^[6-8]。

国内外学者在复合材料板簧的材料选择、结构设计方面开展了一系列研究。材料方面,Loganathan 等^[9]以碳纤维增强聚合物(carbon fiber reinforced polymer, CFRP)替代钢材,进行了有限元对比分析,发现 CFRP 复合材料板簧不仅弯曲性能更佳,且疲劳寿命更长;陈广豪等^[10]对汽车钢板弹簧进行轻量化设计,对比多种复合材料板簧与传统钢板弹簧的性能,发现复合材料板簧不仅可替代钢板弹簧,且能明显降低整车非簧载质量。结构设计方面,王毅等^[11]采用碳纤维增强复合材料制作重卡板簧,提出一种 CFRP 多片簧结构并通过台架试验验证了 CFRP 多片簧设计的可靠性;王莉等^[12]对设计的等宽加厚复合材料板簧进行有限元仿真和台架试验,验证了该板簧在刚度与疲劳寿命方面均符合使用要求。

收稿日期:2025-12-09

基金项目:山东省重大专项(2024CXGC010301)

第一作者简介:李芸先(2001—),男,山东临沂人,硕士研究生,主要研究方向为车辆轻量化,E-mail:15064949755@163.com。

*通信作者简介:李伟(1978—),男,山东菏泽人,工学博士,教授,硕士生导师,主要研究方向为汽车轻量化技术与应用,E-mail:163.lw@163.com。

根据文献[13-16],轻型货车通常指最大总质量不超过4 495 kg、注册为N1类并悬挂蓝色号牌的货车,业内称为蓝牌轻卡。随着车辆配置水平的提高,部分蓝牌轻卡的整备质量已接近最大总质量,难以满足市场对车辆载货效率和运营需求不断提高的要求,导致蓝牌轻卡在满载或实际使用工况下存在超限风险,不仅可能影响新车上牌,还可能导致在用车辆年检不合格。针对上述情况,轻量化设计成为降低蓝牌轻卡超限风险和市场竞争力的重要技术途径。

本文中以某款蓝牌轻卡金属板簧为研究对象,设计一种玻璃纤维-环氧树脂复合材料板簧,并在静态垂向、制动和转弯工况下,采用有限元软件仿真分析板簧的强度和刚度,并结合台架试验验证板簧性能。

1 复合材料板簧设计

复合材料板簧的性能与材料选择、结构设计及成型工艺密切相关。复合材料板簧总成由金属材料与复合材料构成,其中簧身采用复合材料,左右卷耳、上下夹板和螺栓采用金属材料。

1.1 板簧材料选择

复合材料的选择包括增强纤维和基体树脂两方面。在增强纤维材料方面,玻璃纤维生产工艺成熟,原材料供应稳定,市场价格较低,不仅满足复合材料板簧的基本力学性能要求,同时具有良好的成本优势,有利于实现批量化生产并提高产品市场竞争力^[17];在基体树脂材料方面,环氧树脂的机械性能与层间剪切强度良好,固化收缩率较低,且市场供应充足^[18]。综合分析,本文中复合材料选用玻璃纤维-环氧树脂复合材料体系。根据文献[19-21],制备弯曲样件、剪切样件以及纤维方向与样件长度方向夹角 α 为 0° 和 90° 的拉伸样件,所有样件均采用模压工艺制备,制备的不同复合材料样件如图1所示。

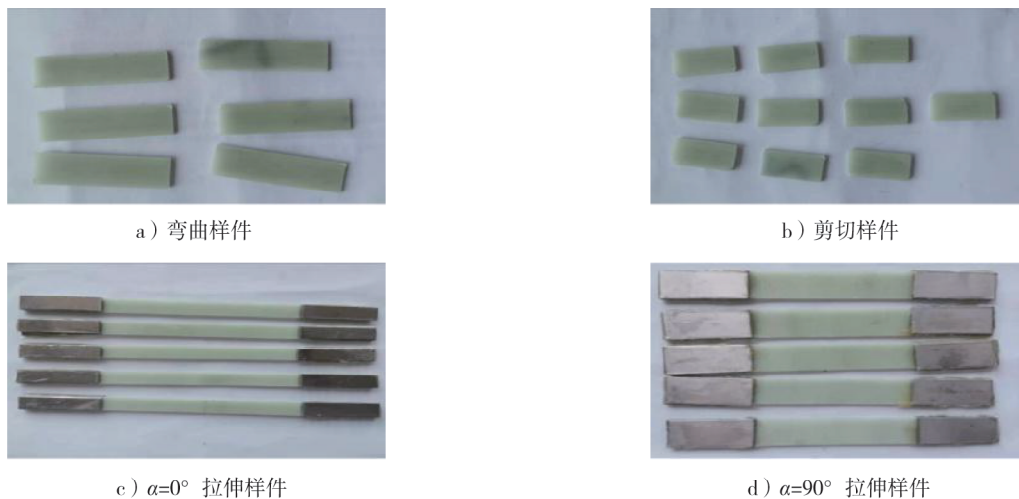


图1 制备的复合材料不同样件

为获取准确的材料性能参数,采用MTS Landmark 370.10型电液伺服万能试验机,依据文献[19-22],对制备的复合材料层合板样件进行力学性能试验。复合材料的弹性常数及强度参数如表1所示,表中 x 、 y 、 z 分别表示与纤维轴向一致、垂直于纤维的面内横向、垂直于纤维的面外法向方向, E 为弹性模量, F 为拉伸强度, T 为压缩强度, ν_1 、 ν_2 、 ν_3 分别为 x 向与 y 向、 x 向与 z 向、 y 向与 z 向相交平面的泊松比, G_1 、 G_2 、 G_3 分别为 x 向与 y 向、 x 向与 z 向、 y 向与 z 向相交平面的平面剪切模量, S_1 、 S_2 、 S_3 分别为 x 向与 y 向、 x 向与 z 向、 y 向与 z 向相交平面的剪切强度。

表1 复合材料弹性常数、强度参数

E_x /MPa	E_y /MPa	E_z /MPa	ν_1	ν_2	ν_3	G_1 /MPa	G_2 /MPa	G_3 /MPa
45 000	12 700	12 700	0.25	0.25	0.30	4 700	4 700	4 800
F_x /MPa	F_y /MPa	F_z /MPa	T_x /MPa	T_y /MPa	T_z /MPa	S_1 /MPa	S_2 /MPa	S_3 /MPa
1 080	45	45	650	100	100	51	51	45

左右卷耳、上下夹板和螺栓对应的金属材料选用 40Cr,其密度为 7.85 g/cm^3 ,弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.3。

1.2 板簧结构设计

考虑到复合材料板簧与原钢板弹簧间的互换性,参考原钢板弹簧参数进行设计,原钢板弹簧参数如表 2 所示。

表 2 原钢板弹簧参数

自由弧高/mm	满载弧高/mm	长度/mm	宽度/mm	垂向刚度/($\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$)	满载静载荷/N	质量/kg	密度/($\text{g}\cdot\text{cm}^{-3}$)
95	13	1 280	70	150	8 771	26	7.85

采用单片簧结构可实现对多片簧结构的等效替换^[22],因此本文中选择不片簧结构进行设计。目前单片簧结构形式包括变宽变厚、等宽等厚和等宽变厚 3 种^[23],其中,等宽变厚结构能通过不同板簧厚度实现近似等强度的应力分布,在保证承载能力与疲劳寿命的前提下,可最大限度移除冗余材料,以降低成本。考虑到板簧总成装配与整车安装对结构形式和连接方式的要求,将板簧两端及中部夹紧区域设计成平直段,并在三维建模软件 Creo 中完成板簧总成建模,复合材料板簧总成几何模型如图 2 所示。

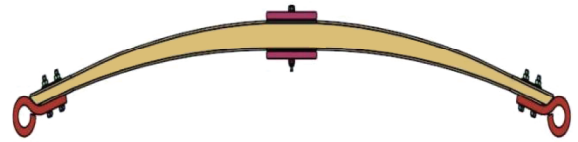


图 2 复合材料板簧总成几何模型

1.3 板簧成型工艺

手糊工艺因操作简便、设备要求低而广泛应用于早期板簧试制,但制备的层合板质量稳定性较差,力学性能难以满足要求。随着技术发展,模压成型、拉挤成型、缠绕成型及树脂传递模塑(resin transfer molding, RTM)成型工艺逐渐应用于复合材料板簧试制和生产^[24-26],复合材料板簧主要成型工艺的优、缺点如表 3 所示。

表 3 复合材料板簧主要成型工艺的优、缺点

成型工艺	优点	缺点
模压成型	易实现机械化和自动化;模具复用率高,能控制生产成本;高温高压闭模工艺,产品孔隙率低,性能卓越	压机和模具设计与制造较复杂;制品尺寸受设备限制;初始成本较高
拉挤成型	生产过程完全实现自动化控制,生产效率高	制品横向强度较低,制品形状限于恒定截面型材,无法满足板簧的变截面设计与横向强度要求
缠绕成型	制品的强度、疲劳性能好;工艺过程便于控制	生产周期较长;层间结合力较弱,易劈裂;缠绕过程及合模过程树脂流失过多,难以满足板簧的性能与量产需求
RTM	尺寸精度高,可加预埋件;工艺适应性强	模具的密封和流道设计复杂,技术要求高;孔隙和缺陷控制难度大;存在树脂浸润不均的风险

选用的复合材料板簧应具有承载性能较大,变截面结构的几何特征、构件尺寸相对较小,满足批量应用等特点。综上分析,模压成型工艺具有易实现自动化的特点,满足批量应用需求;同时闭模高温高压成型的特性确保板簧制品孔隙率低且性能卓越。虽然模具初始成本较高,但由于模具可重复使用,能在批量生产中降低单件生产成本,从而实现效率、性能与成本的平衡,本文中选定模压成型工艺试制复合材料板簧样件。

2 复合材料板簧有限元分析

2.1 有限元模型建立

采用 Creo 软件完成复合材料板簧几何建模,将模型导入 HyperMesh 进行几何清理与修复,消除导入产

生的微小缝隙、重复面等拓扑问题;为方便后续分析,对不影响整体力学性能的圆角、螺栓等特征进行适当简化;C3D8R 单元能够在保证位移求解精度的前提下,对网格的扭曲变形具有良好的容错性,有效抑制因网格畸变导致的结果失真,因此选用 C3D8R 网格。复合材料板簧总成网格划分如图 3 所示。

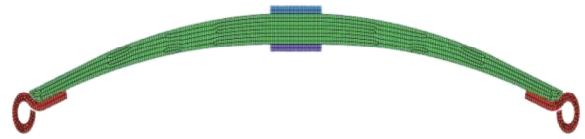


图 3 复合材料板簧总成网格划分图

网格划分完成后,导入 Abaqus 中赋予复合材料板簧各部分材料属性,结合表 1 参数,根据板簧实际工作状态施加约束与载荷条件,进行有限元仿真。

为全面评估板簧性能,结合板簧静态垂向工况、制动工况、转弯工况(记为工况 1~3)进行分析。工况 1 时,根据板簧位移计算板簧刚度,确定板簧铺层比例,以便分析其余工况;工况 2 时,车辆制动过程中产生的纵向惯性力通过悬架系统传递至板簧,同时板簧仍承受较大的垂向载荷,从而使板簧承受垂向载荷与纵向载荷的复合作用;工况 3 时,板簧受横向离心力,该载荷沿车身横向施加于板簧,导致板簧承受横向挤压与弯曲的复合载荷作用。各工况载荷如表 4 所示。

表 4 不同工况载荷

工况类型	垂向载荷/N	纵向载荷/N	侧向载荷/N
1	8 771		
2	12 547	5 506	
3	11 101		3 508

设置复合材料参考点 A、B、C,A、C 在卷耳中心处,对其施加约束:A 沿 x 向平动,C 既保持 x 向平动,同时可绕 z 向转动。对簧身与卷耳连接部分螺栓进行耦合处理,实现载荷传递;B 在簧身中部,对其施加沿 y 轴垂直向下的载荷,对板簧进行有限元仿真分析,复合材料板簧约束位置如图 4 所示。

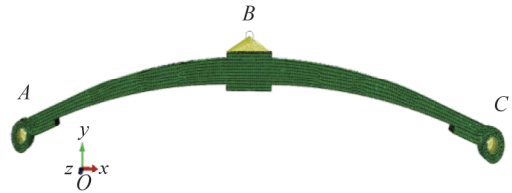


图 4 复合材料板簧约束设置

2.2 仿真结果分析

由于板簧的各向异性特性,针对复合材料板簧的 3 个方向的应力安全因数(拉伸安全因数 k_a 、压缩安全因数 k_b 、剪切安全因数 k_c) 分别进行校核^[26]。安全因数 k 为材料强度与实际应力的比,用于评估结构安全性。

主轴不同方向拉伸安全因数

$$k_{a,i} = F_i / \sigma_{t,i},$$

式中: i 为方向,对应 x 、 y 、 z 方向; $\sigma_{t,i}$ 为不同方向的拉伸应力,MPa。

主轴不同方向压缩安全因数

$$k_{b,i} = T_i / \sigma_{c,i},$$

式中: $\sigma_{c,i}$ 为不同方向的压缩应力,MPa。

不同方向相交平面的剪切安全因数

$$k_{c,j} = S_j / \tau_j,$$

式中: τ_j 为不同平面剪切应力,MPa; $j=1,2,3$,分别表示 x 向与 y 向、 x 向与 z 向、 y 向与 z 向相交平面。

考虑板簧受到的侧向力,依据工程实践经验,设定复合材料 $\alpha=0^\circ$ 、 $\alpha=45^\circ$ 铺层厚度比例组合分别为 4:6、5:5、6:4;仿真计算复合材料板簧工况 1 下,3 种不同铺层比例 x 轴方向的各应力及安全因数如表 5 所示。

表 5 $\alpha=0^\circ$ 、 $\alpha=45^\circ$ 铺层厚度比例对复合材料性能影响的仿真结果

铺层厚度比例	$\sigma_{t,x}$ /MPa	$k_{a,x}$	$\sigma_{c,x}$ /MPa	$k_{b,x}$
4:6	264.3	4.09	339.9	1.91
5:5	236.6	4.56	309.5	2.10
6:4	215.3	5.02	277.6	2.34

由表 5 可知:复合材料板簧在不同铺层厚度比例下的拉伸应力均小于材料拉伸强度,压缩应力均小于材料压缩强度,安全因数均大于 1,板簧强度符合要求。

工况 1 时,复合材料板簧不同铺层厚度比例 x 向应力云图及位移云图如图 5 所示。

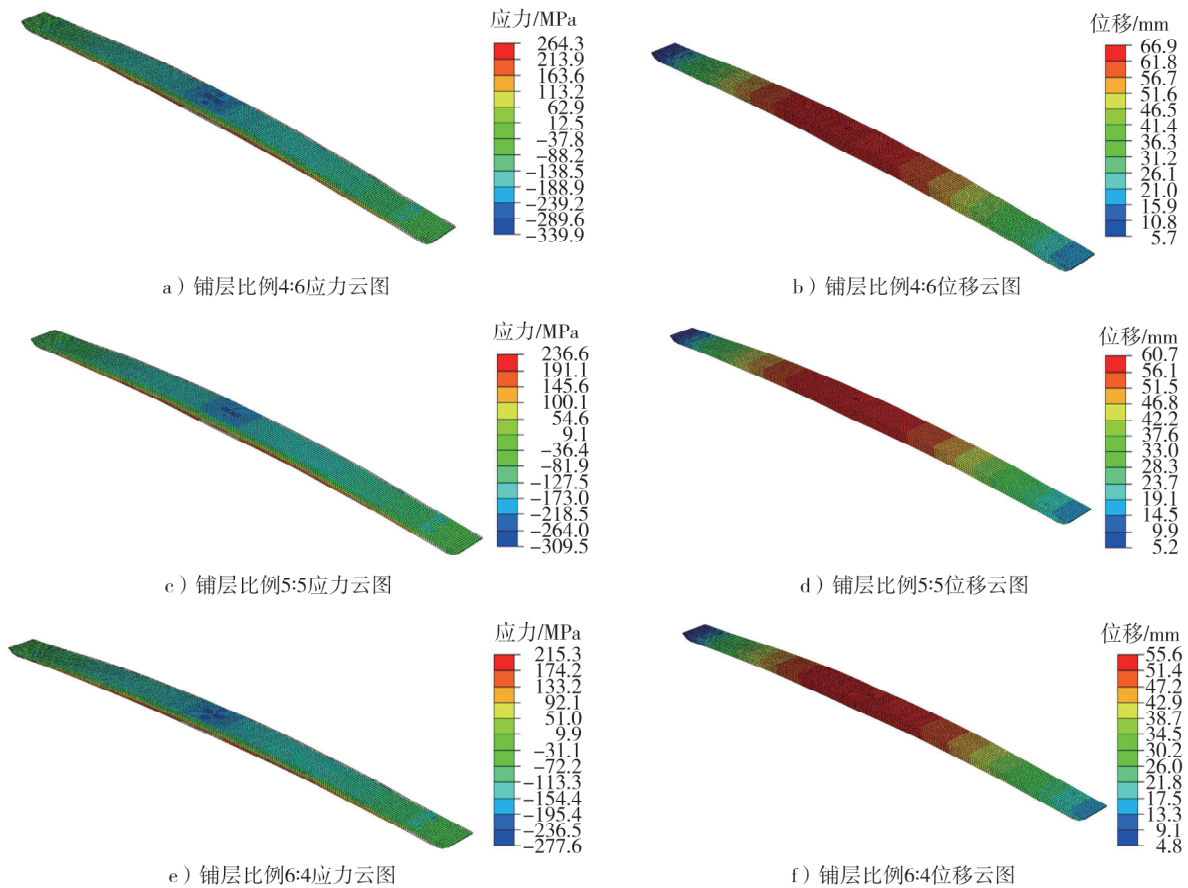


图5 复合材料板簧 $\alpha=0^\circ, \alpha=45^\circ$ 不同铺层厚度比例 x 向应力云图及位移云图

由图5可知:工况1下,复合材料板簧不同铺层厚度比例的应力分布与位移变形整体变化趋势一致;应力沿板簧长度方向连续变化,高应力区位置相近且未出现明显局部突变;位移云图表明板簧整体呈平滑弯曲变形,最大位移为板簧中部,并沿板簧长度方向向两端逐渐减小。

铺层厚度比例为4:6、5:5、6:4时,参考点B的载荷-位移曲线如图6所示。由图6可知:不同铺层厚度比例的板簧刚度分别为132.7、146.5、160.0 N/mm;板簧刚度随 $\alpha=0^\circ$ 的铺层占比增加而增大,适当提高 $\alpha=0^\circ$ 铺层的占比可提高板簧刚度。

由于板簧设计目标刚度为 $150.0(1\pm 5\%)$ N/mm,确定 $\alpha=0^\circ$ 铺层与 $\alpha=45^\circ$ 铺层厚度的比例大致为5:5~6:4,结合刚度分析结果,设定铺层厚度比例为6:5。工况1下复合材料板簧采用铺层厚度比例为6:5时, x 向应力云图及位移云图的仿真计算结果如图7所示。

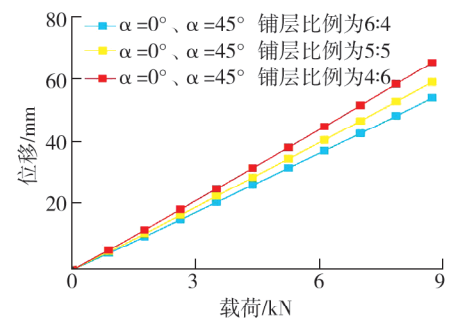


图6 不同铺层比例的载荷-位移曲线

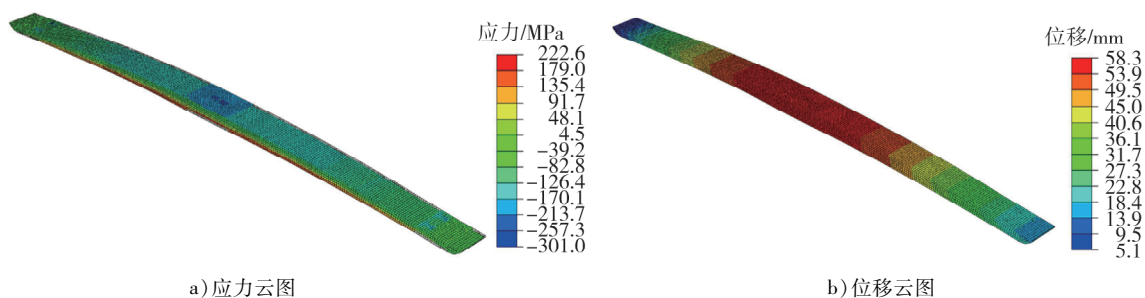


图7 工况1下 $\alpha=0^\circ, \alpha=45^\circ$ 铺层厚度比例6:5时 x 向应力云图和位移云图

工况 1 下,板簧拉伸应力均小于材料拉伸强度,压缩应力均小于压缩强度,强度符合设计要求。板簧刚度仿真计算结果为 153.1 N/mm,在设计要求范围内,刚度性能满足使用需求。工况 2、3 下,不同方向应力云图如图 8 所示。

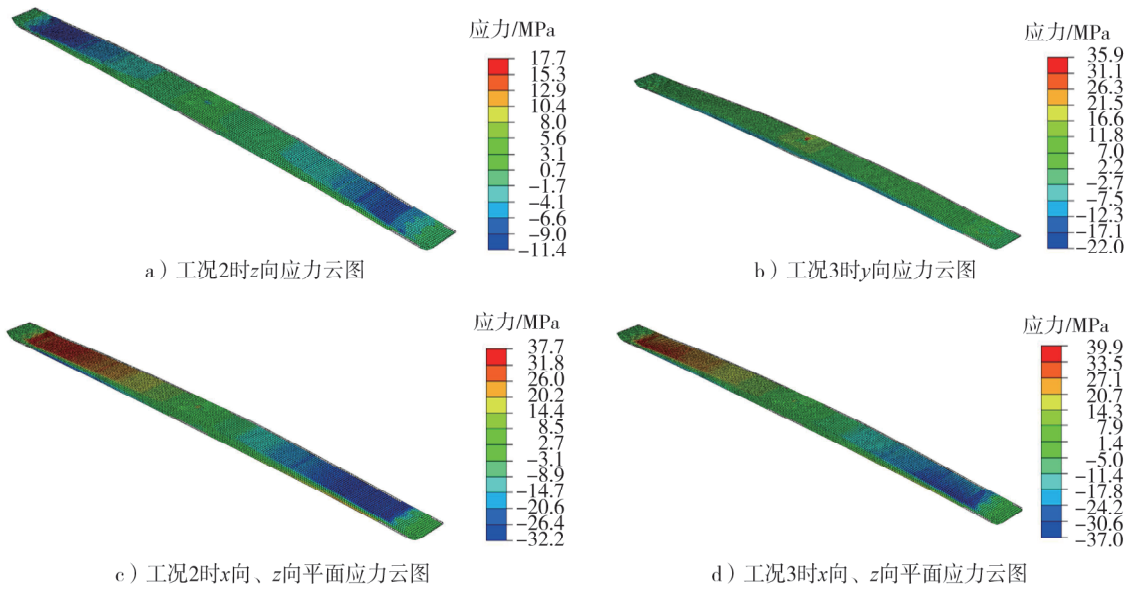


图 8 工况 2、3 下复合材料板簧不同方向应力云图

由图 8 可知:工况 2、3 下,复合材料板簧应力分布平稳,高应力区主要集中在螺栓孔、板簧端部及连接过渡区域。

仿真计算复合材料板簧各工况不同方向各参数统计结果如表 6、7 所示。由表 6、7 可知:3 种工况下安全因数均大于 1.20,满足强度要求;工况 2 下 z 向拉伸、压缩应力均未超过对应材料强度极限;工况 3 下 y 向拉伸、压缩应力均未超过对应材料强度极限;综上所述,在制动与转弯工况下,板簧强度设计满足安全要求。

表 6 不同工况下复合材料板簧参数统计结果

工况	$\sigma_{1,x}$ /MPa	$\sigma_{e,x}$ /MPa	$\sigma_{1,y}$ /MPa	$\sigma_{e,y}$ /MPa	$\sigma_{1,z}$ /MPa	$\sigma_{e,z}$ /MPa	τ_1 /MPa	τ_2 /MPa	τ_3 /MPa
1	222.6	301.0	17.0	8.8	11.1	8.0	15.4	26.3	6.1
2	344.6	462.1	23.9	12.7	17.7	11.4	20.9	37.7	10.0
3	281.4	380.6	35.9	22.0	18.5	13.5	22.7	39.9	10.6

表 7 不同工况下复合材料板簧安全因数统计结果

工况	$k_{a,x}$	$k_{b,x}$	$k_{a,y}$	$k_{b,y}$	$k_{a,z}$	$k_{b,z}$	$k_{e,1}$	$k_{e,2}$	$k_{e,3}$
1	4.85	2.16	2.65	11.40	4.05	12.50	3.31	1.94	8.89
2	3.13	1.41	1.88	7.87	2.54	8.77	2.44	1.35	4.50
3	3.84	1.71	1.25	4.55	2.43	7.41	2.25	1.28	4.25

3 复合材料板簧试验验证

3.1 刚度试验

为保证试验方法的合理性,参考文献[27]进行板簧刚度试验。结合复合材料板簧特征,根据试验需求设计板簧试验台架,其中板簧卷耳通过销轴与台架固定,板簧试验台架及卷耳固定方式如图 9 所示。



a) 板簧试验台架

b) 卷耳固定方式

图9 板簧试验台架及卷耳固定方式

在板簧试验台架上进行刚度试验。加载前将夹具移动至与板簧刚接触的位置,采用位移控制方式以 5 mm/s 的速度进行加载;加载过程中通过传感器实时测量载荷,并与位移信号同步采集,获得载荷-位移曲线;当载荷达到 15 kN 时停止加载。加载完成后以相同速率进行卸载,并记录卸载过程中的载荷-位移曲线;拟合获得的载荷-位移试验数据如图 10 所示。由图 10 可知:板簧台架试验刚度为 155.0 N/mm。由于设计刚度为 150.0(1±5%) N/mm,仿真计算刚度为 153.1 N/mm,仿真计算误差为 2.1%,台架试验相对误差为 3.3%。仿真计算结果与台架试验结果均满足设计要求,表明当前设计方案能够满足性能要求。此外,设计的复合材料板簧质量为 10 kg,原钢板弹簧质量为 26 kg,与原钢板弹簧相比质量减小 61.5%,有效实现了板簧轻量化。

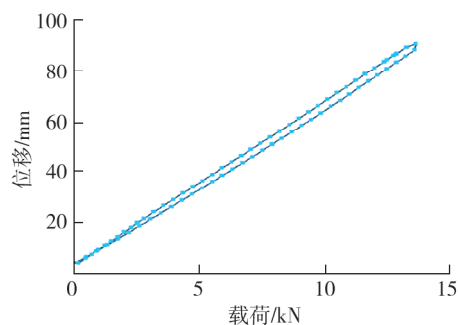


图10 刚度试验曲线

3.2 垂向疲劳试验

在专用试验台架上,采用位移控制方式对板簧进行垂直弯曲疲劳寿命试验。加载参数设定为正弦波形,预载位移为 34 mm,振幅为 25 mm,加载频率为 1.67 Hz。试验过程中,记录前 2 000 次循环内的最大载荷;在 1 万、2 万、5 万、30 万次循环时,对 U 型螺栓的拧紧力矩进行测量与校正,同时记录夹紧弧高。整个试验过程中,每间隔 1 000 次循环,通过位移控制加载方式采集对应的最大反力载荷。

当板簧发生断裂,或在相同位移条件下加载峰值载荷较初始最大载荷下降超过 5%(表明板簧刚度明显衰减)时,判定试验失效,此时的循环次数作为疲劳寿命的判定依据;若循环次数达到 30 万次仍未发生失效,则试验终止。试验结果表明:复合材料板簧在 30 万次循环后未发生断裂,且最大载荷未出现明显衰减,表明其疲劳寿命满足整车使用寿命要求。

4 结论

本文中针对蓝牌轻卡整备质量受限的轻量化需求,开展玻璃纤维-环氧树脂复合材料板簧的设计、仿真与试验研究,主要结论如下。

1)在刚度约束条件下,合理设计玻璃纤维-环氧树脂复合材料 $\alpha=0^\circ$ 、 $\alpha=45^\circ$ 铺层厚度比例为 6:5,复合材料板簧在静态垂向、制动及转弯工况下的安全因数均满足设计要求,其静态刚度特性可达到原钢板弹簧的等效水平,质量减轻了 61.5%。

2)有限元分析与台架试验结果表明,所设计的复合材料板簧在刚度性能上可等效替代传统钢板弹簧,仿真与试验结果具有良好的-致性,并表现出良好的疲劳耐久性能,能够满足轻卡对承载能力和可靠性的使用要求。

3)本研究仍存在一些局限性,针对复合材料板簧疲劳特性的研究,仅采用台架试验进行性能验证。后续将通过建立仿真模型,对疲劳寿命进行预测分析,以进一步缩短板簧开发流程。

参考文献:

- [1] TEKKAYA A E, MIN J Y. Special issue on automotive lightweight[J]. *Automotive Innovation*, 2020(3):193-194.
- [2] 马其华,王顺,甘学辉. 车用树脂基复合材料部件替代性设计研究进展[J]. *工程塑料应用*, 2020, 48(11):147-153.
- [3] 金琦璐. 基于轻量化的汽车零部件设计研究[J]. *科技与创新*, 2020(13):121-122.
- [4] 刘鹤龙,史文库,高蕊,等. 复合材料板簧的模态预测与分析[J]. *振动与冲击*, 2022, 41(22):246-252.
- [5] 郝志宽,李小鑫,张晗玉. 车用复合材料板簧轻量化设计及力学性能验证[J]. *汽车实用技术*, 2025, 50(10):104-109.
- [6] 高蕊. 复合材料板簧在汽车轻量化发展中的应用[J]. *时代汽车*, 2020(19):142-143.
- [7] TAUB A, DE M E, LUO A, et al. Materials for automotive lightweighting[J]. *Annual Review of Materials Research*, 2019, 49(1):327-359.
- [8] 刘鹤龙,史文库,高蕊,等. 复合材料板簧的迟滞特性建模与试验研究[J]. *汽车工程*, 2021, 43(6):934-942.
- [9] LOGANATHAN T G, VINOTH K K, MADHU S. Flexural and fatigue of a composite leaf spring using finite element analysis[J]. *Materials Today: Proceedings*, 2020, 22(3):1014-1019.
- [10] 陈广豪,梁智洪,张芝芳. 不同复合材料板簧的性能比较及结构优化[J]. *复合材料科学与工程*, 2020(6):35-45.
- [11] 王毅,胡业发,王宝昆,等. 重卡悬架碳纤维复合材料多片簧的设计与试验研究[J]. *复合材料科学与工程*, 2025(8):118-124.
- [12] 王莉,郭立群,吴晓涛,等. 重型牵引车复合材料板簧的设计及应用[J]. *汽车工艺与材料*, 2013(10):1-7.
- [13] 工业和信息化部. 汽车、挂车及汽车列车外廓尺寸、轴荷及质量限值:GB 1589—2016[S]. 北京:中国标准出版社,2016.
- [14] 全国汽车标准化技术委员会. 机动车辆及挂车分类:GB/T 15089—2001[S]. 北京:中国标准出版社,2001.
- [15] 公安部道路交通管理标准化技术委员会. 中华人民共和国机动车号牌:GA 36—2018[S]. 北京:中国标准出版社,2018.
- [16] 公安部. 机动车运行安全技术条件:GB 7258—2017[S]. 北京:中国标准出版社,2017.
- [17] 裴放,于柏峰,信心,等. 复合材料板簧研究进展[J]. *纤维复合材料*, 2024, 41(3):122-126.
- [18] 王兴凯. 某轻型载货汽车复合材料板簧匹配设计与性能研究[D]. 长春:吉林大学,2021.
- [19] 全国塑料标准化技术委员会. 塑料拉伸性能的测定 第4部分:各向同性和正交各向异性纤维增强复合材料的试验条件:GB/T 1040. 4—2006[S]. 北京:中国标准出版社,2006.
- [20] 全国塑料标准化技术委员会. 塑料拉伸性能的测定 第5部分:单向纤维增强复合材料的试验条件:GB/T 1040. 5—2008[S]. 北京:中国标准出版社,2008.
- [21] 全国纤维增强塑料标准化技术委员会. 纤维增强塑料面内压缩性能试验方法:GB/T 5258—2008[S]. 北京:中国标准出版社,2008.
- [22] RAJENDRAN I, VIJAYARANGAN S. Optimal design of a composite leaf spring using genetic algorithms[J]. *Computers & Structures*, 2001, 79(11):1121-1129.
- [23] 王伟恒,任张毓,范广宏,等. 复合材料板簧的材料设计及试制研究[J]. *热固性树脂*, 2024, 39(3):40-46.
- [24] 李玉平. 玻璃纤维板簧模压制造批生产关键工艺研究[J]. *科技与创新*, 2021(21):151-152.
- [25] 杨德旭,祝海峰,张林文. 复合材料板簧研究进展[J]. *玻璃钢/复合材料*, 2014(10):84-89.
- [26] 柯俊,吴震宇,史文库,等. 复合材料板簧制造工艺的研究进展[J]. *汽车工程*, 2020, 42(8):1131-1138.
- [27] 全国弹簧标准化技术委员会. 钢板弹簧 技术条件:GB/T 19844—2018[S]. 北京:中国标准出版社,2018.

Design and analysis of composite leaf springs for a commercial vehicle

LI Yunxian¹, LI Wei^{1*}, LU Haoyu², WANG Qiang¹, ZHOU Shuai¹

1. School of Automotive Engineering, Shandong Jiaotong University, Jinan 250357, China;

2. Qingdao TGOOD Electric Co., Ltd., Qingdao 266104, China

Abstract: To reduce the mass of leaf springs for light trucks while meeting the curb weight limit requirements, (下转第 85 页)

[13] 王涛,张泽,许永伟,等.基于SSWPT汽轮机轴承油膜失稳故障诊断[J].振动.测试与诊断,2023,43(4):712-716.

Analysis and optimization of abnormal vibration for a gas-steam combined cycle power unit

XUE Zhaoao, YANG Shichun*

Shenzhen Energy Group Co., Ltd., Shenzhen 518001, China

Abstract: To address the abnormal vibration issues occurring during the trial or production operation of a gas-steam combined cycle generator units, a 9F-class gas-steam combined cycle generator unit is taken as an example. The single-mass, single-degree-of-freedom vibration modes of components such as the foundation plate, columns, and frame in response to disturbance force excitation are analyzed. The generation, transmission, and excitation response processes of the disturbance force are outlined, along with the main causes of abnormal vibration. By comparing the measured results of shaft vibration (relative displacement) and bearing vibration (absolute velocity) with standard limits, the characteristics of abnormal vibration are determined, and corresponding vibration reduction measures are implemented. The results show that the single degree of freedom and natural frequency of the horizontal radial vibration, horizontal axial vibration, and vertical vibration of the base plate of the columns and frame play an important role in the vibration of the generator unit. The vibration of the generator unit's shaft system is a superposition of multiple vibrations; monitoring shaft vibration and bearing vibration can effectively identify abnormal vibrations. Through investigation of the adverse factors causing the abnormal vibrations, it is found that mass eccentricity of the gas turbine rotor is the main cause. Based on the dynamic balancing test, a rectification plan is developed (adding a 700 g counterweight with a key phase of $\angle 60^\circ$ to the 7th bearing side of the gas turbine; adding an 800 g counterweight with a key phase of $\angle 240^\circ$ to the 8th bearing side of the gas turbine; and adding a 1 038 g counterweight with a key phase of $\angle 220^\circ$ to the compressor disc of the gas turbine), which effectively solve the abnormal vibration problem. This analytical method can provide a reference for the diagnosis and control of abnormal vibrations in similar generator units.

Keywords: gas-steam combined cycle generator unit; single degree of freedom; vibration modal analysis; abnormal vibration; vibration standard

(责任编辑:胡晓燕)

.....
(上接第 77 页)

glass fiber-epoxy resin composites are used to replace conventional steel for lightweight design and analysis of leaf springs. A geometric model of the composite leaf spring is established using the 3D modeling software Creo. According to the design stiffness requirement of $150.0(1 \pm 5\%)$ N/mm, the fiber layup ratio is determined through finite element simulation, and the strength of the leaf spring under static vertical, braking, and cornering conditions is analyzed. Bench tests are carried out to verify the composite samples fabricated by compression molding. The results show that comparing with the original steel leaf spring, when the layup ratio of composite materials with fiber angles of 0° and 45° relative to the sample length direction is 6:5, the leaf spring mass is reduced from 26 kg to 10 kg, representing a mass reduction of 61.5%. The simulated stiffness of the leaf spring is 153.1 N/mm, and the measured actual stiffness from bench test is 155.0 N/mm, both within the allowable deviation range of the design stiffness. The safety factors of the composite leaf spring under all working conditions are greater than 1.20, and the fatigue life in bench test reaches 300 000 cycles without failure, which meets the application requirements.

Keywords: lightweight design; composite leaf spring; design and simulation; bench test

(责任编辑:胡晓燕)