

不同复合材料板簧的性能比较及结构优化

陈广豪, 梁智洪, 张芝芳*

(广州大学广州大学-淡江大学工程结构灾害与控制联合研究中心, 广州 510006)

摘要: 随着汽车行业日益激烈的竞争和环境问题的不断凸显,有必要对汽车部件进行优化减重设计。本文利用 CATIA 三维软件建立了某轻型汽车的板簧几何模型,并导入 ANSYS 15.0 有限元软件中,分别赋予其五种材料属性,包括传统金属材料 and 四种新型纤维增强复合材料(E 玻纤、S 玻纤、碳纤、凯夫拉增强纤维)。计算并对比双片钢板板簧、双片复合材料板簧和单片复合材料板簧的应力、挠度、刚度及重量,所得结果表明,在满足板簧性能指标的前提下,单片 E 玻纤复合材料板簧具有最优的性价比,重量相比传统钢材板簧减轻了 80%。为进一步减轻单片 E 玻纤复合材料板簧的重量,对其应力较小区域进行变截面宽度的结构优化。结果表明优化后的单片变宽度 E 玻纤复合材料板簧重量相比优化前板簧,进一步减重 5.2%。对钢板板簧及优化前后的单片 E-玻纤复合材料板簧的安全系数、振动频率及应变能等进行综合比较,结果表明,结构优化后的单片变宽度 E 玻纤复合材料板簧性能符合要求,性价比高,且减重效果显著。

关键词: 复合材料; 板簧; 结构优化; 有限元分析

中图分类号: TB332 **文献标识码:** A **文章编号:** 2096-8000(2020)06-0035-11

1 引言

由于复合材料具有机械性能优异、密度低及易于制造的特点,被广泛应用于航天航空、船舶以及汽车等领域。但随着汽车行业的竞争愈加剧烈以及各国对环保的重视,对汽车进行轻量化设计的需求也日益增大。钢板弹簧(又称板簧)作为一种传统和常见的汽车悬架弹性元件,其质量约占整车质量的 5%~7%。对板簧进行轻量化设计不仅能够减轻整车重量,还可以提高车辆的舒适性与平稳性^[1]。目前,国内外汽车制造商正致力于研发采用复合材料板簧来替代传统钢材板簧,在汽车的轻量化、行驶的舒适性和操纵的稳定性等方面展开了大量相关研究。有数据表明,传统燃油汽车重量每减轻 10%,油耗就能减少 3%~4%,而新能源电动汽车每减重 10%,其续航里程可增加 5%~6%^[2,3]。因此,实现汽车轻量化是节约能源的有效途径之一,也是未来汽车领域发展的趋势。

国外围绕复合材料板簧开展了大量相关研究。Gaikwad 等^[4]对不同复合材料制作的板簧进行了有限元分析,包括玻纤、碳纤及凯夫拉纤维等制作的板簧,比较了它们在静载作用下的应力、挠度等性能差异。Nallusamy 等^[5]设计并优化了一种由玻璃纤维制成的环氧树脂复合材料板簧。其优化目标是获得

一个重量最小的板簧,并且能够承受给定的静载而不发生损坏。有限元优化结果表明,最佳的弹簧宽度是双曲线减小,厚度从弹簧卷耳沿着轴线线性增加。与钢弹簧相比,优化后的复合弹簧的应力低得多,固有频率高,不计卷耳时弹簧重量低约 80%。Gupta 等^[6]利用加权系数变换法和遗传算法中的混合方法,建立了 Matlab 软件遗传算法工具箱中的多目标优化模型。模型的变量是铺层方案的参数,子目标为刚度、强度和重量。优化结果表明,复合叶簧的宽度应最大化,其厚度从板簧眼端向支座抛物线增加。台架试验结果表明,复合材料板簧的质量仅为钢板弹簧的 40%,且疲劳寿命是其 3 倍。此外,复合材料钢板弹簧的刚度和强度也符合要求。Ravindra 等^[7]对单片钢板弹簧和单片碳纤复合材料板簧进行建模,在相同荷载下分析二者的应力和挠度,结果表明复合材料板簧应力较小,且重量减轻了 22.5%。Kumar 等^[8]利用单片复合材料板簧替换多片钢板弹簧,在相同静载作用下,分别比较了玻纤、石墨、碳纤三种材料的应力和挠度,结果表明玻纤板簧应力最低。Khan 等^[9]用有限元模型分析了钢板弹簧以及复合材料板簧的应力挠度等力学性能,并进行了实验验证。

综上,现有文献多聚焦于轻量化设计中某个环

收稿日期: 2020-03-24

基金项目: 国家自然科学基金项目(51508118); 广东省自然科学基金项目(2019A1515011116); 广州大学研究生创新研究资助计划(2018GDJC-M37)

作者简介: 陈广豪(1995-),男,硕士生,主要从事复合材料结构设计方面的研究。

通讯作者: 张芝芳(1985-),女,博士,副研究员,主要从事复合材料结构设计和复合结构损伤评估方面的研究, zfzhang@gzhu.edu.cn。

节的研究,如材料选择或结构优化。然而,轻量化设计是一个整体过程,各个环节将相互联系、彼此成就,因此有必要探索全流程的轻量化设计研究。本文将从传统金属板簧出发,以轻量化为目标,首先对比不同的复合材料得到具有最优性价比的E玻纤复合材料单片板簧形式,然后进一步对该板簧结构进行结构优化设计,最后还对优化设计后板簧结构的关键力学性能进行了核验。相比现有文献,本文有助于提供一种轻量化设计的整体思路,不仅对当前板簧结构,对于汽车其他金属构件的轻量化设计也应有一定的借鉴意义。

本文的具体工作如下:首先采用CATIA建立板簧几何模型,用ANSYS 15.0进行有限元分析。首先构建了金属板簧有限元模型,然后选用4种不同的纤维增强复合材料替代金属构建了板簧模型,包括E玻纤、S玻纤、碳纤、凯夫拉纤维。利用有限元模型比较了两种形式(单片板簧和双片板簧)复合材料板簧相较于钢板板簧在重量、应力以及挠度等方面的差异,然后综合性价比、材料性能及制作工艺,最终选择以单片E玻纤复合材料板簧为基础做进一步的结构优化。根据板簧应力公式对单片E玻纤复合材料板簧进行结构设计,并比较优化后的单片变宽度复合材料板簧与原单片复合材料板簧在性能及轻量化方面的效果。最后,根据安全系数、频率及应变能等三种指标对优化后的单片复合材料板簧进行了评价。

2 汽车板簧有限元模型建立

2.1 板簧结构参数

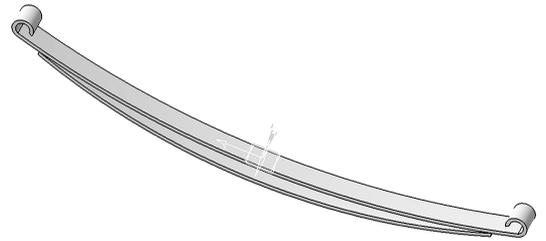
本文研究的对象为某轻型汽车板簧,目的是利用复合材料代替传统钢板板簧,以减轻车辆的自重,提高舒适性、安全性及耐疲劳性,延长板簧的使用寿命。板簧横截面一般有四种形式:恒定厚度和宽度、恒定厚度变宽度、恒定宽度变厚度以及变厚度变宽度^[10]。考虑到方便结构设计以及生产制造,本文所研究的双片钢板板簧采用的横截面首先采用恒定厚度和宽度的形式,尺寸长宽厚为1350 mm×70 mm×11 mm,板簧的主要参数如表1所示。利用复合材料代替钢板板簧时,常用的横截面形式有两种^[11,12],分别是恒定厚度和宽度以及恒定宽度变厚度,本文同时考虑这两种形式。恒定厚度和宽度的复合材料板簧采用原钢板板簧尺寸和形式,即双片式,见图1(a)所示在CATIA中建立的三维双片板簧模型,以便

于将结果与钢板弹簧的结果进行比较。而恒定宽度变厚度板簧则设计为单片形式,保持单片复合材料板簧总成的根部与端部的厚度与钢板板簧厚度一致,簧身外轮廓为抛物线,见图1(b),单片复合材料板簧的主要尺寸参数如表2所示。值得注意的是,单片板簧的自由弧高与双片板簧在使用U型箍筋施加装配应力后的自由弧高相同。

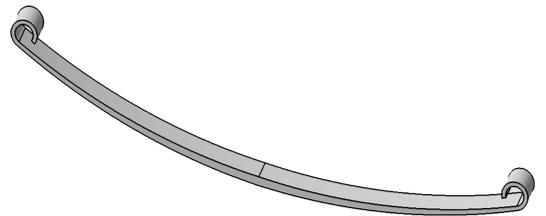
表1 双片钢板弹簧主要参数

Table 1 Main parameters of double leaf spring

序号	参数	数值
1	P_0 (空载)	6800 N
2	P (满载)	16000 N
3	L_1 (主簧)	1350 mm
4	L_2 (第二片)	1200 mm
5	b (宽)	70 mm
6	h (高)	11 mm
7	H_0 (主簧自由弧高)	138 mm



(a) 双片 CATIA 板簧模型



(b) 单片 CATIA 板簧模型

图1 板簧总成 CATIA 模型

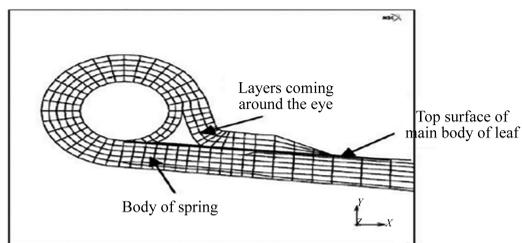
Fig. 1 CATIA model of leaf spring

表2 单片复合材料板簧主要参数

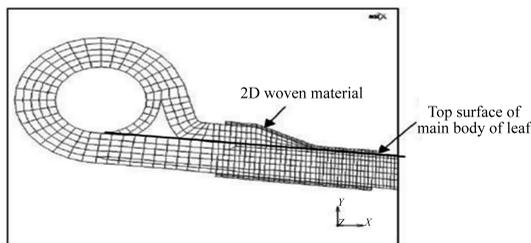
Table 2 Main parameters of mono composite leaf spring

序号	参数	数值
1	L (长度)	1350 mm
2	h_1 (中部厚度)	22 mm
3	h_2 (端部厚度)	11 mm
4	H_0 (自由弧高)	153.8 mm

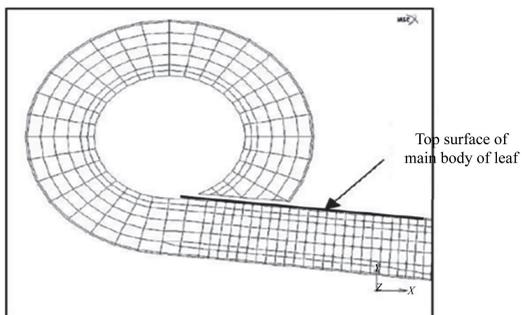
板簧一般安装在车架与车桥间,主要起到缓冲减震作用,而板簧两端的卷耳则起到将板簧与车架链接的作用。由于卷耳的受力情况复杂,对其制造工艺要求较高,目前复合材料板簧的卷耳有三种方案,如图2所示,图2(a)为粘结式(卷耳的延长纤维与板簧簧身粘结一起),图2(b)为粘结+包裹式(用纤维布将已粘结在一起的卷耳延长纤维和簧身包裹起来),图2(c)为开口式(卷耳末端与簧身分离)。考虑到加工的难易程度以及可靠性,本研究采用的钢板弹簧的卷耳形式是由主簧本身延长卷曲而成的,这样能够避免图2(a)、图2(b)两种形式在耳端引起的局部较高的层间剪切应力^[13,14]。其结构图如图2(c)所示。



(a) 粘结式



(b) 粘结+包裹式



(c) 分离式

图2 板簧卷耳类型^[13]Fig. 2 Eye end of the leaf spring^[13]

2.2 材料属性

原钢板弹簧采用的材料是钢材 65Si7,其相关性参数如表3所示。在纤维增强复合材料中,纤维是主要受力部分,复合材料的性能在很大程度上取

决于纤维的性能、含量、铺设角度及使用状态^[15]。考虑到材料使用的温度范围、力学性能、结构受力以及工艺性等因素,目前用于制造板簧的增强复合材料主要分为 E 玻纤、S 玻纤、碳纤以及凯夫拉纤维,其中 E 玻纤在这四种增强纤维中成本最低^[16]。这4种材料的性能参数见表4。

表3 钢板弹簧的物理参数

Table 3 Physical parameters of leaf spring

序号	参数	数值
1	弹性模量	2.1×10^5
2	泊松比	0.266
3	拉伸强度	550 MPa
4	屈服强度	250 MPa
5	密度	7860 kg/m^3

表4 复合材料力学性能参数^[4]

Table 4 Material properties of composites

参数/材料	E 玻纤	S 玻纤	碳纤	凯夫拉纤维
E_{11}/MPa	45000	50000	209000	95710
E_{22}/MPa	10000	8000	9450	104500
G_{12}/MPa	5000	5000	5500	25080
V_{12}	0.3	0.3	0.27	0.34
密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	2000	2000	1540	1402
拉伸强度	1100	1700	1679	1600
压缩强度	675	1000	893	517

2.3 有限元模型的约束条件

由于钢板弹簧总成在中部用 U 型螺栓夹紧在车桥上,故本模型的约束施加在板簧总成底部簧片中间部位的节点上,约束住节点在所有方向的自由度,如图3中 C 点所示。对于双片板簧,在顶部簧片中间节点 O 处施加竖向位移约束,位移的大小为双片板簧之间的间隙(38.35 mm),簧片在位移荷载作用下将发生形变并贴合在一起,由此模拟板簧总成在中部 U 形箍处的装配预应力。此外,在簧片 A、B 两端施加集中力荷载以模拟车辆载重对板簧总成的作用力。主要通过对卷耳内表面做刚性耦合处理,然后将集中力荷载施加在卷耳的中心节点上来实现^[17]。具体做法是,首先在卷耳中心处创建节点,赋予其 Mass21(无质量)单元属性,最后使用 Rigid region 命令将卷耳内表面上所有节点以及中心节点刚性耦合起来,刚性耦合效果如图4所示。

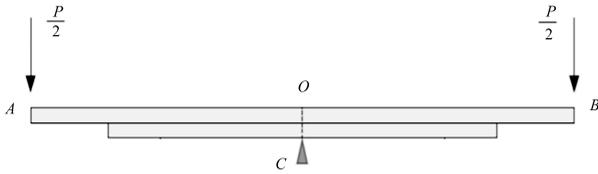


图3 板簧总成加载及约束示意图

Fig. 3 Schematic diagram of loading and restraint of leaf spring assembly

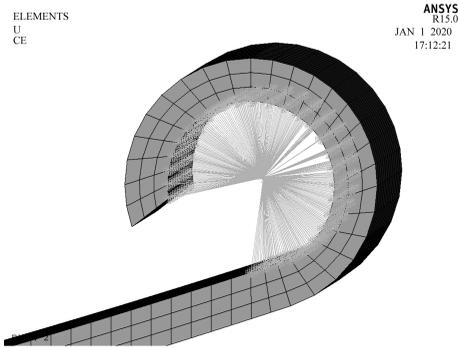


图4 卷耳刚性耦合示意图

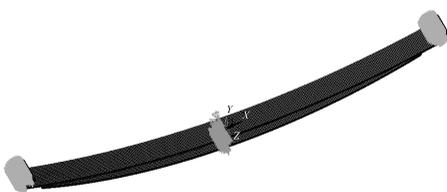
Fig. 4 Schematic diagram of rigid coupling of eye

2.4 模型网格及接触

将CATIA建立的三维模型导入有限元分析软件ANSYS中,采用Solid185实体单元进行六面体网格划分,单元网格尺寸为5 mm。Solid185单元具有8个节点,能够方便建立接触对,也能应用于非线性和大变形分析^[17]。由于钢板在负载时具有大变形现象,故各钢板簧片之间采用柔-柔的面面接触方式。接触对以钢板簧片的凹面为“目标面”,采用TARGET170进行模拟;以钢板的凸面为“接触面”,采用CONTA173进行模拟。对实体进行适当的切分后再进行扫掠划分单元网格,可以提高网格质量,两种形式板簧有限元模型如图5所示。

ELEMENTS
U
CE

ANSYS
R15.0
JAN 1 2020
17:54:16



(a) 双片板簧

ELEMENTS
U
ROT
F
CE

ANSYS
R15.0
FEB 1 2020
21:41:42



(b) 单片板簧

图5 板簧总成有限元模型

Fig. 5 Finite element model of leaf spring assembly

3 板簧有限元分析结果

如前所述,在CATIA软件中建立板簧几何模型再导入ANSYS有限元软件中,对钢板弹簧有限元模型施加荷载及约束条件,计算出钢板弹簧的等效应力图及位移响应云图。之后使用两种形式的板簧模型(双片与单片式),分别赋予四种不同纤维增强复合材料的材料属性,计算得到四种复合材料板簧的等效应力图以及位移响应云图。金属板簧和四种复合材料板簧的计算结果与分析如下。

3.1 钢板弹簧有限元分析

由于安装过程中钢板弹簧受到中心螺栓以及U型螺栓施加的力,故有限元分析中第一步荷载步为施加位移荷载以模拟板簧受到的预紧力。对第一片板簧中部施加竖向的位移为38.35 mm,第二片板簧中部节点全约束。图6为板簧装配后的应力分布情况,最大应力位于板簧中部,主簧的下表面。由图可以看出主簧上表面受压,下表面受拉,所以施加载配应力有利于板簧工作时的受荷,从而提高主簧的寿命。施加预应力后的钢板板簧总成自由弧高为153.8 mm。

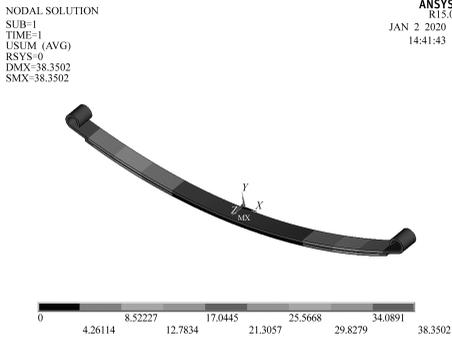
NODAL SOLUTION
SUB=1
TIME=1
SEQV (AVG)
DMX=38.3502
SMN=138E-05
SMX=138.554

ANSYS
R15.0
JAN 2 2020
10:01:30

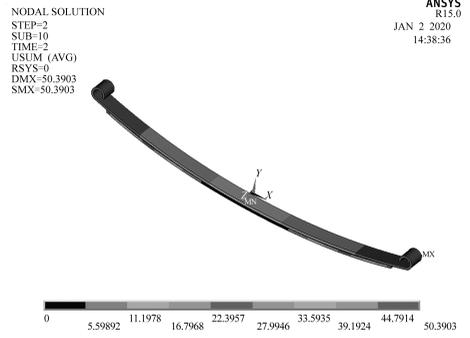


(a) 装配等效应力图

138E-05 15.3049 30.7898 46.1847 61.5796 76.9745 92.3694 107.764 123.159 138.554



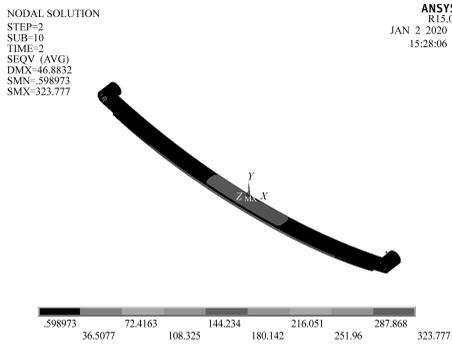
(b) 装配位移云图



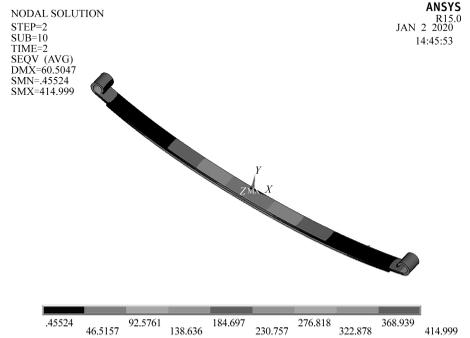
(d) 2000 N 位移云图

图6 双片钢板弹簧装配应力与位移云图
Fig. 6 Assembly stress and deformation of double leaf spring

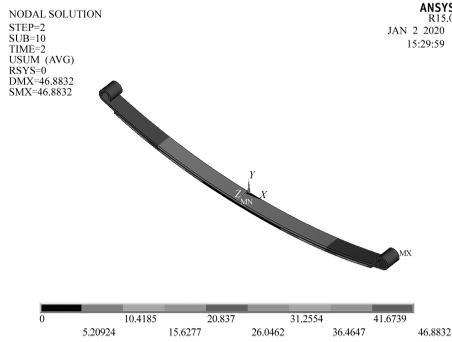
在钢板板簧两端卷耳处施加不同的集中荷载, 分别为 1700 N、2000 N、3000 N、4000 N, 对应的四轮车辆载荷为 6800 N、8000 N、12000 N 和 16000 N。等效应力以及位移分析云图见图 7、图 8。



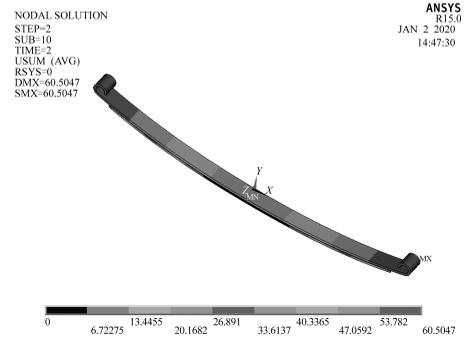
(a) 1700 N 等效应力云图



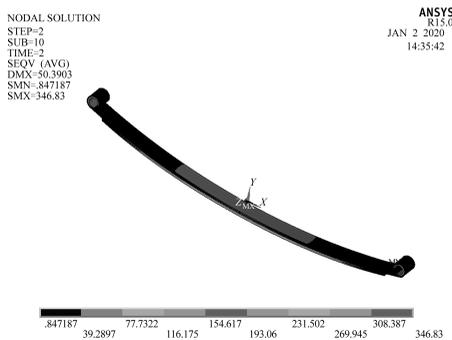
(e) 3000 N 等效应力云图



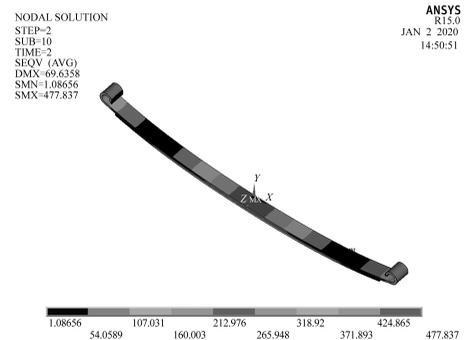
(b) 1700 N 位移云图



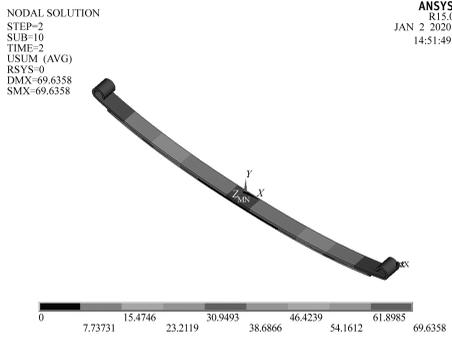
(f) 3000 N 位移云图



(c) 2000 N 等效应力云图



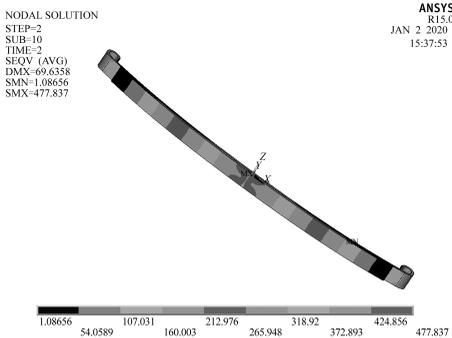
(g) 4000 N 等效应力云图



(h) 4000 N 位移云图

图7 钢板板簧在不同荷载作用下的等效应力及位移分布云图

Fig. 7 The stress and deformation distribution from finite element analysis for steel leaf spring under different loadings

图8 钢板板簧在4000 N荷载作用下的底面应力分布云图
Fig. 8 The stress distribution on the bottom surface of steel leaf spring under loading of 4000 N

不同荷载下的最大等效应力和位移值如表5所示。

表5 钢板板簧有限元分析结果

Table 5 The results of finite element analysis of leaf spring

荷载/N	等效应力/MPa	位移/mm
1700	323.8	46.9
2000	346.8	50.4
3000	411.9	60.5
4000	477.8	69.6

由图7云图结果可知,钢板板簧总成的最大应力位于板簧中部附近即U型螺栓处,其上部受拉、下部受压,结合图8可以看出,在板簧下部靠近U型螺栓区域的应力最大。此外,两边卷耳的位移变形最大,应力较小。根据共同曲率法,即公式(1)^[18],计算得到钢板弹簧的刚度为71.3 N/mm。

$$K = \frac{48EI_0}{L^3\delta_1} \quad (\text{N/mm}) \quad (1)$$

$$\delta_1 = \frac{1.5}{1.04 \left(1 + \frac{n}{2n_1}\right)} \quad (2)$$

其中: δ_1 为变形增大系数; n 为板簧总片数; n_1 为主簧片数。

由上面的有限元分析结果可知,板簧最大变形发生在卷耳处,满载最大位移为(17.1~69.6) mm,所以该板簧的满载刚度为:

$$K = \frac{F}{f} = \frac{4000}{(69.6 - 17.1)} = 76.2 \text{ N/mm}$$

与钢板弹簧的理论刚度相比,有限元模拟得到的刚度偏大,可能是由于板簧模型没有考虑中心孔和采用的吊耳形式等原因导致的。然而,两者误差仅为6.4%,在可接受的范围内^[19-21],因此可认为模型得到了验证。

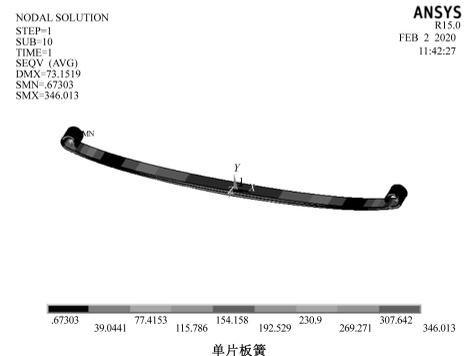
3.2 复合材料板簧有限元分析结果

分别采用双片和单片两种形式板簧的几何模型,赋予四种不同纤维增强复合材料的属性,然后在ANSYS15.0中进行求解,结果如表6所示。表6为四种复合材料板簧最大等效应力结果、最大位移结果及减重效果。图9为满载(4000 N)时两种形式板簧的等效应力图。

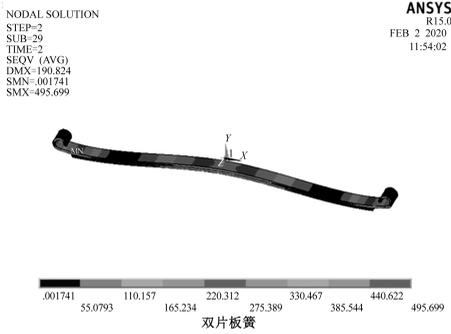
表6 不同复合材料板簧结果对比

Table 6 Comparison of the results of different composite leaf springs

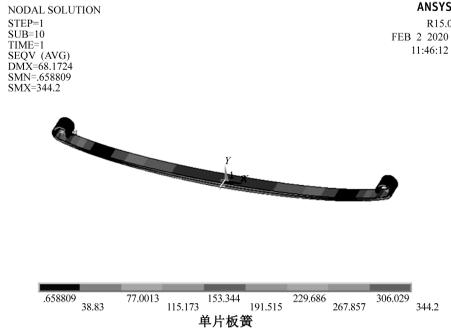
材料	等效应力 (2000 N) /MPa	等效应力 (4000 N) /MPa	挠度 (2000 N) /mm	挠度 (4000 N) /mm	减重 效果 /%
E玻纤(双片)	218.6	495.7	119.5	190.8	74.6
S玻纤(双片)	213.4	493.9	113.3	178.9	74.6
碳纤维(双片)	388.2	556.5	54.5	78.9	80.4
凯夫拉纤维(双片)	271.3	440.3	74.7	108.9	82.2
E玻纤(单片)	150.5	346	41.6	73.2	80
S玻纤(单片)	147.4	344.2	39.1	68.2	80
碳纤维(单片)	118.1	247.1	13.6	24.1	84.6
凯夫拉纤维(单片)	114.5	281.6	21	36.1	86



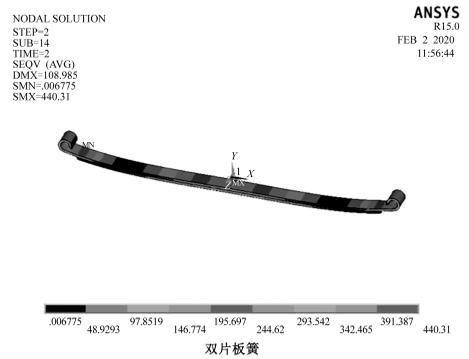
单片板簧



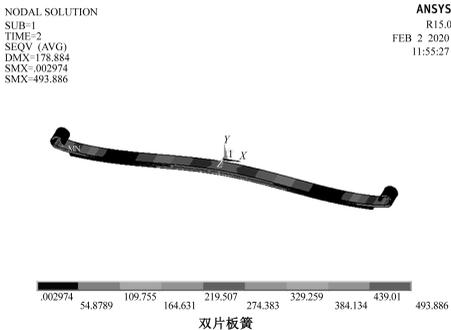
(a) E 玻纤板簧 4000 N 满载作用下等效应力图



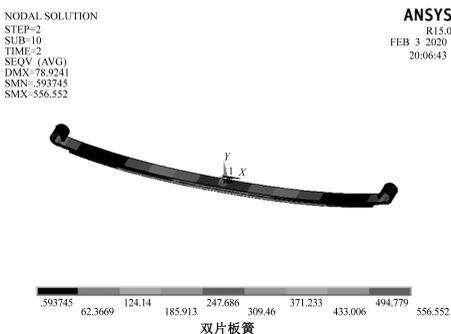
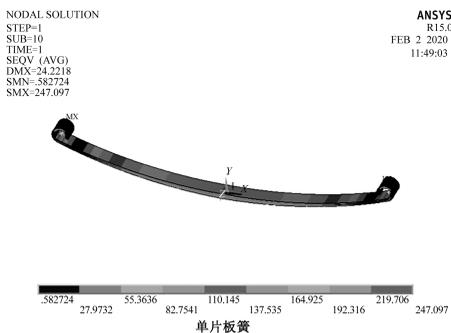
(b) S 玻纤板簧 4000 N 满载作用下等效应力图



(d) 凯夫拉纤维 4000 N 满载作用下等效应力图



(c) 碳纤维板簧 4000 N 满载作用下等效应力图



(e) 碳纤维板簧 4000 N 满载作用下等效应力图

图 9 两种形式复合材料板簧的等效应力图

Fig. 9 Equivalent stress of two kinds of composite leaf spring

从表 6 的结果对比可知,在四种材料中,双片 E 玻纤环氧树脂复合材料板簧在不同载荷作用下的等效应力均较小,位移形变最大,满载挠度远大于钢板弹簧,已超出板簧弧高,但单片 E 玻纤复合材料板簧的应力值更小,挠度与钢板弹簧接近,满足设计要求,且其重量相对钢板弹簧减轻了 80% (钢材板簧重量为 18.5 kg, E 玻纤板簧重量为 3.69 kg)。另外,两种形式的碳纤环氧树脂复合材料板簧的强度、挠度及减重效果较好,凯夫拉纤维减重效果最优。因此,由上述结果可知,复合材料可以替代传统的钢材,并能实现非常明显的减重。此外,值得注意的是,复合材料板簧在卷耳与簧身连接处的应力容易集中,所以建议在设计或制造时应特别注意在此处的处理。

基于上述结果,综合比较了这四种增强复合材料的性能、成本、轻量化效果及成型工艺, E 玻纤环氧树脂复合材料板簧最具性价比和竞争力。为了对单片 E 玻纤复合材料板簧做进一步减重,接下来对单片 E 玻纤复合材料板簧进行结构优化设计,以期达到更好的轻量化效果。

4 复合材料板簧结构优化设计

4.1 变截面复合材料板簧模型

上述单片复合材料板簧采用的是等宽度变厚度的变截面形式,接下来将对其进行变宽度变厚度的截面形式优化设计。根据集中荷载法理论^[4,22]可知,板簧可以视为一根悬臂梁,其一端固定一端受荷。当板簧的横截面为矩形时,梁在任意长度处截面的法向应力为:

$$\sigma = \frac{My}{I} = \frac{3Px}{bh^2} \quad (3)$$

其中: P 为荷载; x 为距离固支的长度; b 为宽度; h 为厚度。

根据公式(3),对于变宽度等厚度截面,当给定板簧一个最大应力及载荷,便能求得板簧沿长度方向任意截面处的宽度:

$$b = \frac{3Px}{\sigma h^2} \quad (4)$$

根据上述公式,设应力为 500 MPa,荷载为 4000 N,求解得到板簧沿长度方向的宽度。由于两端存在卷耳,在板簧端部的宽度保持不变。根据应力云图,在板簧应力较小的位置可适当减小截面宽度,最终,在板簧四分点的位置(除去中间点),截面设置为最小,计算得到双片板簧尺寸后,合并得到单片板簧。合并后的单片复合材料板簧与金属板簧总成的自由弧高一致,其端部厚度为 11 mm,根部为 22 mm,簧身外轮廓部分以抛物线形式过渡。其三维模型如图 10 所示。

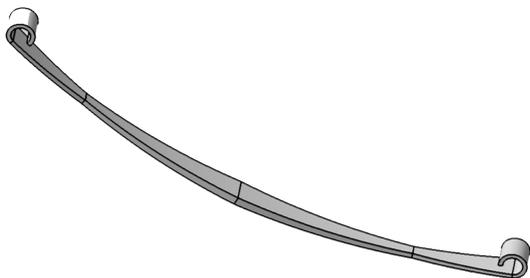
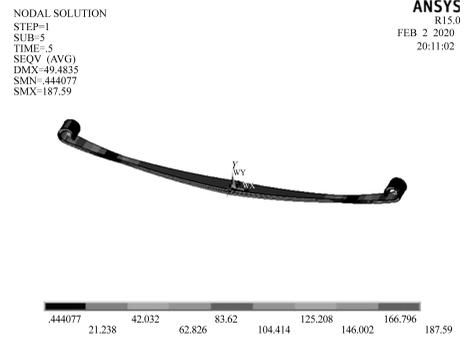


图 10 变宽度单片 E 玻纤板簧三维模型

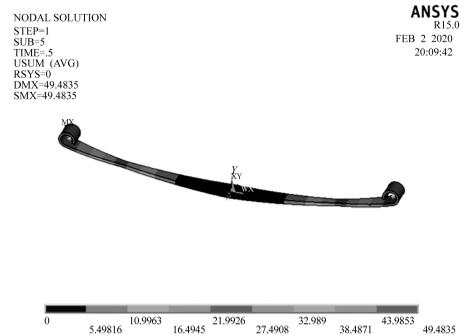
Fig. 10 3D model of variable width mono E-glass fiber leaf spring

4.2 单片变宽度 E 玻纤复合材料板簧有限元分析

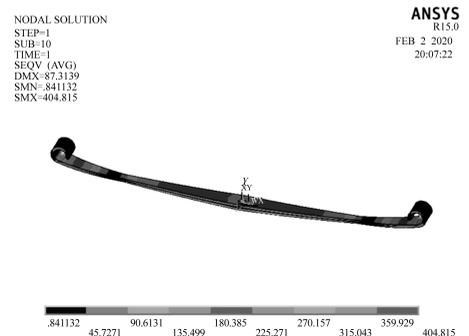
经过优化的单片变宽度复合材料板簧在不同载荷作用下的等效应力图及位移图如图 11 所示。



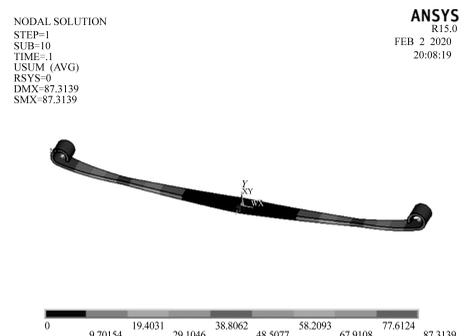
(a) 2000 N 等效应力图



(b) 2000 N 位移云图



(c) 4000 N 等效应力图



(d) 4000 N 位移云图

图 11 不同荷载作用下 E 玻纤单片变宽度复合材料板簧应力及位移云图

Fig. 11 Stress and deformation distribution of monovisible width E-glass/epoxy leaf spring under different loads

单片 E 玻纤复合材料板簧与优化后单片变宽度 E 玻纤复合材料板簧的等效应力和位移结果见表 7 和表 8。

表 7 2 种不同形式复合材料板簧的等效应力对比(MPa)

Table 7 Equivalent stress comparison of two different types of composite leaf spring (MPa)

形式/载荷	2000 N	4000 N	减重效果
原单片 E 玻纤板簧/MPa	150.5	346	80%
单片变宽度 E 玻纤板簧/MPa	187.6	404.8	85.2%

表 8 2 种不同形式复合材料板簧的位移对比(mm)

Table 8 Deformations comparison of two different types of composite leaf spring (mm)

形式/载荷	2000 N	4000 N
原单片 E 玻纤板簧/mm	41.6	73.2
单片变宽度 E 玻纤板簧/mm	49.5	87.3

由上面的数据对比可知,经过优化设计的单片变宽度复合材料板簧的满载 VON MISES 应力比原来的玻纤板簧变大约 58 MPa,板簧的位移挠度变形也变大约 14 mm,但仍在设计允许的范围内。在汽车领域中,当构件结构满足相关要求后,设计者开始重视重量问题,因为重量的减轻不仅可以大大降低成本,还能提高汽车的行驶平顺性、操纵稳定性以及降低燃料的消耗^[1,10]。经过计算,优化设计后的单片变宽度 E 玻纤复合材料板簧在原单片 E 玻纤复合材料板簧重量的基础上再减轻了约 5.2%。综上,虽然优化后的 E 玻纤复合材料板簧在满载应力及挠度上仅有些许提高,但其能进一步减重,所以对复合材料板簧进行合理的结构优化是相当必要的。

4.3 安全系数

安全系数是一种用来反映结构安全程度的系数,即工程结构在理论上能够承受的载荷与实际承受的载荷的比值,也作为结构设计的一种重要参考^[23]。在本研究中,将其定义为屈服应力与工作应力的比值^[4],其工作应力采用板簧受荷载作用时的最大应力值。表 9 展示了三种不同板簧的安全系数计算值。

表 9 安全系数对比

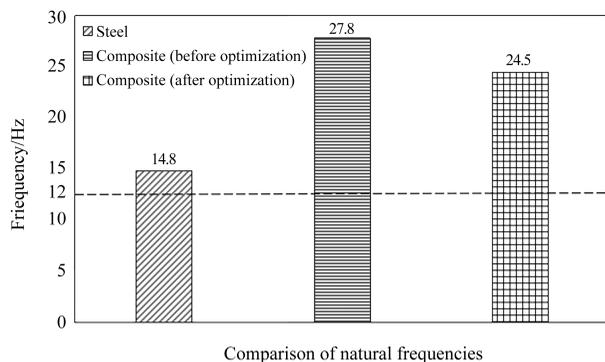
Table 9 Comparison of safety factors

形式/载荷	安全系数 (2000 N)	安全系数 (4000 N)
原单片 E 玻纤板簧	4.48	1.95
单片变宽度 E 玻纤板簧	3.6	1.67
双片钢板弹簧	1.59	1.15

通过比较表 9 数据可以看出,经过优化设计的单片变宽度 E 玻纤复合材料板簧比原单片 E 玻纤复合材料板簧的安全系数小,但比钢板板簧的高,说明复合材料板簧比钢板板簧更加安全,用复合材料替代钢板板簧是可行的。

4.4 振动频率

板簧在使用过程中如果产生自激振动,不仅影响乘客的舒适性,还会加速板簧的疲劳破坏,所以板簧的固有频率必须加以考虑,以避免与道路频率有关的共振条件。一般路面的最大波动频率为 12 Hz,只要板簧的自振频率大于此值,就不会发生共振。在有限元中计算得到的三种板簧的基频如图 12 所示。



Comparison of natural frequencies

图 12 不同类型板簧固有频率对比

Fig. 12 Comparison of natural frequency of different types of leaf springs

由图中结果可知,钢板板簧总成的固有频率为 14.8 Hz,其频率与路面频率更为接近,相对容易产生共振,这对板簧的使用寿命、驾驶的稳定性以及舒适性会有一定的影响。复合材料板簧的第一阶频率比较高,虽然经过优化后的单片变宽度 E 玻纤板簧比原单片 E 玻纤板簧稍低,但远大于路面频率。这说明了复合材料板簧与道路发生共振的可能性相比钢板弹簧大大减小,从而可延长其使用寿命。

4.5 应变能

材料占车辆的成本大约为 60%~70%,不同的材料对车辆的重量及性能会有很大的影响,所以材料的应变能是构件进行轻量化设计需要考虑的重要因素^[16,24]。板簧的主要功能是通过变形来吸收和储存能量,最后再将能量释放出来,所以具有良好储能能力的板簧可以提高汽车的性能和减少不平道路对其的损坏。其关系式可以表示为^[16]:

$$U = \frac{\sigma^2}{\rho E} \quad (5)$$

其中: σ 为强度; ρ 为密度; E 为弹性模量。在 4000 N

满载作用下的三种形式板簧的应变能如图 13 所示。

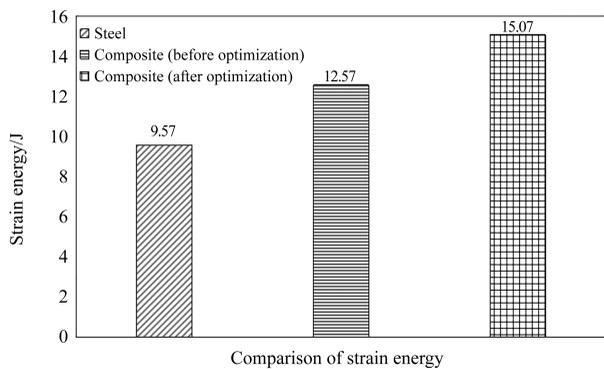


图 13 应变能对比

Fig. 13 Comparison of strain energy

由图中的数据可知,两种形式复合材料板簧的应变能比钢板板簧的高,表明复合材料板簧的变形储能能力比钢板板簧的强,而经过优化的单片变宽度 E 玻纤复合材料板簧比原单片 E 玻纤复合材料板簧更高,证明了进行结构优化能够进一步提升复合材料板簧储存应变能的能力,提高汽车性能。

5 结论

本文针对汽车钢板弹簧进行了轻量化设计,对四种不同类型的复合材料板簧(E-玻璃/环氧、S-玻璃/环氧、碳/环氧和 Kevlar/环氧)进行了有限元分析,并与传统钢板弹簧的力学性能进行了比较。此外,复合材料板簧考虑了单片和双片两种形式,以探究同种材料不同形式板簧的性能。最后通过寻找最佳的变截面宽度,进一步进行了结构设计以减轻重量。在本研究的基础上,可以得出以下结论:

(1) 采用 4 种不同的纤维增强复合材料,建立了双片和单片式两种板簧模型,经过 ANSYS 15.0 有限元软件计算并与钢板弹簧对比,结果表明复合材料能够代替钢板板簧工作,且减重效果明显,其中,单片 E 玻纤增强复合材料板簧具有最优的性价比;

(2) 为进一步减重,对单片 E 玻纤复合材料板簧进行结构优化,改变其截面宽度,有限元分析结果表明,经过优化的单片变宽度 E 玻纤复合材料板簧在性能同样满足要求的条件下,其重量在原单片 E 玻纤复合材料板簧的减重基础上进一步减轻了 5.2%;

(3) 对钢板板簧、单片等宽 E 玻纤复合材料板簧及单片变宽度 E 玻纤复合材料板簧三种板簧的安全系数、振动频率及应变能进行分析,结果表明 E 玻

纤复合材料板簧比钢板板簧更加安全,且轻量化效果明显,其中单片变宽度 E 玻纤复合材料板簧的安全系数和频率与原单片等宽 E 玻纤复合材料板簧相差不多,但其应变能更高。

综合以上分析结果可知,优化后的单片变宽度 E 玻纤复合材料板簧的整体性能最优,轻量化效果明显,因此,板簧在轻量化设计过程中,除了使用新型复合材料,还可以在成本和成型工艺允许的范围内,对复合材料板簧的结构做进一步的结构优化设计,以达到经济效益的最大化。

本研究的结果仅基于有限元软件的分析,未开展实验研究,在以后的工作中将在实验方面做进一步的对比和验证。另外,本文对 E 玻纤复合材料板簧的设计和优化主要基于静态力学性能,但板簧在实际使用中经常受到随机的动态冲击载荷,因此,后续将进一步对复合材料板簧在冲击荷载下的动态响应进行分析,并作为设计的依据。

参考文献

- [1] Rajendran I, Vijayarangan S. Optimal design of a composite leaf spring using genetic algorithms[J]. Computers & Structures, 2001, 79(11): 1121-1129.
- [2] 刘赫. 玻璃纤维增强塑料板簧在汽车上的应用[J]. 汽车文摘, 2019(2): 17.
- [3] 陈天武, 黄昌文, 黄乔. 轻量化技术背景下汽车板簧发展趋势浅析[J]. 锻压装备与制造技术, 2019(4): 32.
- [4] Gaikwad, Prashik S, et al. Comparison of steel and composite leaf springs using FEA[D]. Arlington: University of Texas, 2018.
- [5] Nallusamy S, Suganthini Rekha R, Saravanan S. Study on mechanical properties of mono composite steel plate cart spring using pro engineer and ANSYS R16.0[C]//International Journal of Engineering Research in Africa. Trans Tech Publications Ltd, 2018: 13-22.
- [6] Gupta, Shivkaran, et al. Design and static structural analysis of hybrid leaf spring using fea[J]. International Journal for Research Trends and Innovation (IJRTI) ISSN, 2018, 3: 2456-3315.
- [8] Kumar A M, Reddy B S K. Modeling and analysis of mono composite leaf spring under the dynamic load condition using FEA for LCV[J]. International Journal of Science and Research (IJSR), 2015, 4(6): 2135-2141.
- [9] Khan, Tasmeen I, et al. Stress, deformation and failure analysis of parabolic leaf spring by finite element analysis with material optimization[C]//IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing, 2018: 012023.
- [10] Ke J, Wu Z Y, Chen Z P, et al. A review on material selection, design method and performance investigation of composite leaf springs[J]. Composite & Structures, 2019, 226: 111277.
- [11] Kueh J T J, Faris T. Finite element analysis on the static and fatigue characteristics of composite multi-leaf spring[J]. Zhejiang Univ Sci A, 2012, 13: 159-64.

- [12] Lo K H, Mccusker J J, Gottenberg W G. Composite leaf spring for tank trailer suspensions[J]. *Reinf Plast Compos*, 1987, 6: 100-112.
- [13] Subramanian C, Senthilvelan S. Joint performance of the glass fiber reinforced polypropylene leaf spring [J]. *Composite&Structures*, 2011, 93: 759-766.
- [14] Hou J P, Cherruault J Y, Nairne I, et al. Evolution of the eye-end design of a composite leaf spring for heavy axle loads[J]. *Composite &Structures*, 2007, 78: 351-358.
- [15] 李未. 复合材料板簧的优化设计及有限元分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006.
- [16] Shokrieh, Mahmood M, Rezaei D. Analysis and optimization of a composite leaf spring[J]. *Composite &structures*, 2003, 60(3): 317-325.
- [17] 刘攀. 重卡钢板弹簧的有限元分析[D]. 西安: 长安大学, 2015.
- [18] 石湘. 渐变刚度钢板弹簧的模拟仿真[D]. 上海: 华中科技大学, 2007.
- [19] 陈凯. 某平衡悬架少片变截面钢板弹簧结构分析与关键技术研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2013.
- [20] 李宇菲. 复合材料汽车板簧的优化设计及其有限元分析[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2012.
- [21] 苑琳. 复合材料板簧结构优化设计及力学性能分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2018.
- [22] 胡国友, 夏品奇, 杨劲松. 渐变刚度钢板弹簧刚度特性计算的曲率-载荷混合法[J]. *南京航空航天大学学报*, 2008, 40(1): 46-50.
- [23] Kong Y S, Omar M Z, Chua L B, et al. Fatigue life prediction of parabolic leaf spring under various road conditions[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2014, 46: 92-103.
- [24] Deshmukh B B, Jaju S B. Design and analysis of glass fiber reinforced polymer (GFRP) leaf spring[C]//2011 Fourth International Conference on Emerging Trends in Engineering & Technology. IEEE, 2011: 82-87.

PERFORMANCE COMPARISON AND STRUCTURAL OPTIMIZATION OF LEAF SPRINGS OF DIFFERENT COMPOSITES

CHEN Guang-hao, LIANG Zhi-hong, ZHANG Zhi-fang*

(Guangzhou University-Tamkang University Joint Research Center for Engineering Structure
Disaster Prevention and Control, Guangzhou 510006, China)

Abstract: With the increasing competition in the automotive industry and the growing demands of environmental protection, it is necessary to optimize and reduce the weight of vehicle components design. In this paper, the geometry model of the leaf spring of a typical vehicle was established using CATIA 3D. Then it was imported into ANSYS 15.0 for construction of the finite element model (FEM). Five different material properties were defined in the FE model including steel and four types of fiber reinforced composites (E-glass/epoxy, S-glass/epoxy, Carbon/epoxy and Kevlar/epoxy). The stress, deformation, stiffness and weight of the leaf spring were obtained from FEM and then were compared to each other for the double-leaf steel spring, double-leaf composite springs (of four composite properties) and mono-leaf composite spring (of four composite properties). The results show that the mono E-glass/epoxy composite leaf spring has the best performance price ratio, and the weight is reduced by 80% compared to the traditional steel leaf spring. In regard to the fact that there is section in leaf spring with very low stress under vehicle loading, the structural optimization was conducted to develop a mono E-glass/epoxy composite leaf spring with varied section width. The component weight, the safety factor, natural frequency and strain energy of the mono E-glass/epoxy composite leaf spring before and after the optimization were compared, and the results show that the mono E-glass/epoxy composite leaf spring with variable width after the optimization has satisfactory performance, with low cost and further 5% weight reduction.

Key words: FRP composite; leaf spring; structural optimization; finite element analysis