

复合材料副簧刚度的匹配设计方法

柯俊¹, 史文库¹, 陈志勇^{1,*}, 高博¹, 袁可², 周刚³

(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130022;

2. 南京依维柯汽车有限公司 产品工程部, 南京 210028;

3. 宁波华翔汽车零部件研发有限公司 前期开发部, 宁波 315033)

摘要: 为了对复合材料副簧的刚度进行匹配设计, 设计了包含有复合材料副簧的主副簧总成结构。采用集中载荷法计算复合材料副簧的等效载荷, 根据原钢板弹簧的挠度变化来估算复合材料副簧的等效刚度。根据钢板弹簧设计理论, 对复合材料副簧的等效刚度进行匹配设计。采用 ABAQUS 软件对设计的主副簧总成的总刚度进行有限元模拟, 通过调整复合材料副簧的铺层数量来修正复合材料副簧的等效刚度。提出的匹配设计方法对复合材料板簧的推广应用具有重要意义。

关键词: 客车; 复合材料; 板簧; 轻量化; 有限元

中图分类号: TB332; U463.33

文献标志码: A

文章编号: 1000-3851(2016)05-1119-06

随着能源短缺和环境危机的日益严重, 轻量化已经成为汽车发展的必然趋势。与钢板弹簧相比, 复合材料板簧具有显著的轻量化优势, 且疲劳寿命明显高于钢板弹簧, 对汽车的节能减排及舒适性、安全性都有显著的提升效果, 具有良好的应用前景和巨大的潜在市场。因此, 复合材料板簧成为了国内外学者竞相研究的热点领域, 相关研究包括复合材料板簧的应用前景分析^[1-2]、设计测试优化理论^[3-7]及疲劳性能^[8-9]等。目前, 复合材料板簧已在国外个别国家实现了量产, 但在国内的产业化应用才刚刚起步。阻碍复合材料板簧推广应用的主要原因是其制造成本明显高于钢板弹簧。而且, 用户基于传统的思维定势, “感觉”玻璃钢材质的板弹簧肯定没有金属材质的板弹簧安全, 对复合材料板簧需要一个逐渐接受的过程。针对上述问题, 一种可行的办法就是在具有主副簧结构的板弹簧总成中, 在不改变主簧的材质及结构的同时, 采用复合材料副簧替换原有的金属副簧。由于在主副簧总成结构中, 主要由主簧承载, 副簧只是起辅助作用, 因此这种设计思路不仅能够大幅度降低总成成本, 而且更容易被市场接受, 有利于复合材料板簧的推广应用。

用。然而, 与复合材料副簧相关的研究主要集中在复合材料副簧的优化设计^[10]上, 未见系统深入的与复合材料板簧刚度匹配设计相关的研究。

本文在设计了包含有复合材料副簧的主副簧总成结构后, 以设计刚度为目标, 提出了一种复合材料副簧刚度的匹配设计方法, 这对复合材料板簧的推广应用具有重要意义。

1 结构的匹配设计

在进行刚度匹配设计之前, 需要确定复合材料副簧的具体结构及特征, 因此需要首先进行结构设计。

在具有主副簧结构的板簧总成中, 主簧的作用是连接车桥与车架, 承受车桥作用于车架的各种力和力矩, 是板簧总成的主要承载结构。副簧安装在主簧的下方, 当车辆空载时, 只有主簧工作, 当车辆满载时, 主、副簧一起工作, 这样可以根据车辆的状态动态地调整悬架的偏频, 使车辆具有良好的平顺性^[11]。因此, 副簧是次要承载结构。

考虑到主簧的独特作用, 不改变主簧的结构, 仍采用弹簧钢制造。根据 Shokrieh 及 Rezaei 的研

收稿日期: 2015-10-27; 录用日期: 2015-11-12; 网络出版时间: 2015-12-25 12:53

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail.11.1801.TB.20151225.1253.006.html

基金项目: 国家自然科学基金(51205158); 中国博士后科学基金面上资助项目(2013M541294); 吉林省重大科技专项(212E362415); 吉林大学研究生创新基金(450060503159)

通讯作者: 陈志勇, 博士, 讲师, 研究方向为汽车系统动力学与控制。 E-mail: wosczy@163.com

引用格式: 柯俊, 史文库, 陈志勇, 等. 复合材料副簧刚度的匹配设计方法[J]. 复合材料学报, 2016, 33(5): 1119-1124.

KE J, SHI W K, CHEN Z Y, et al. Matching design method for stiffness of composite auxiliary spring[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2016, 33(5): 1119-1124 (in Chinese).

究结果^[12]，复合材料板簧簧身的最优结构是宽度以双曲线形式变化，同时厚度从接头到中部以线性形式增加。然而，变宽度结构将导致玻璃纤维布裁剪过程中的浪费。综合考虑成本及轻量化性能，将复合材料板簧的簧身结构设计成具有较高材料利用率的等宽抛物线板簧结构。为了可靠地传递主簧和副簧之间的作用力，保留原板簧总成的中心螺栓结构，但这将不可避免地在复合材料副簧中部钻孔。由于纤维增强复合材料对钻孔带来的损伤非常敏感，且钻孔位置在复合材料副簧中部的危险截面上，因此钻孔对复合材料副簧的强度和疲劳寿命非常不利。为了降低钻孔对复合材料副簧性能的影响，在复合材料副簧的无效长度内设计出较厚的凸台结构，并在凸台下方粘接模量较大的40Cr垫片。这种设计不但补足了由于复合材料比模量比弹簧钢大而造成的车身高度的下降，而且针对性地提高了钻孔部位的强度。另外，通过控制相关工艺来控制钻孔对复合材料副簧的损伤。在进行钻孔作业时，首先钻出较小直径的孔，再进行磨削扩孔，形成具有较高表面质量的孔壁；在装配中心螺栓时，在孔壁内涂抹高强度粘接剂，以进一步控制钻孔带来的损伤。与单片复合材料板簧相比，复合材料副簧的工作条件并不恶劣，因此，在进行了充分的强度校核的前提下，这种结构设计方案可以认为是合理的。主副簧总成结构的装配状态及爆炸图如图1所示，其装配状态如图1(a)所示。

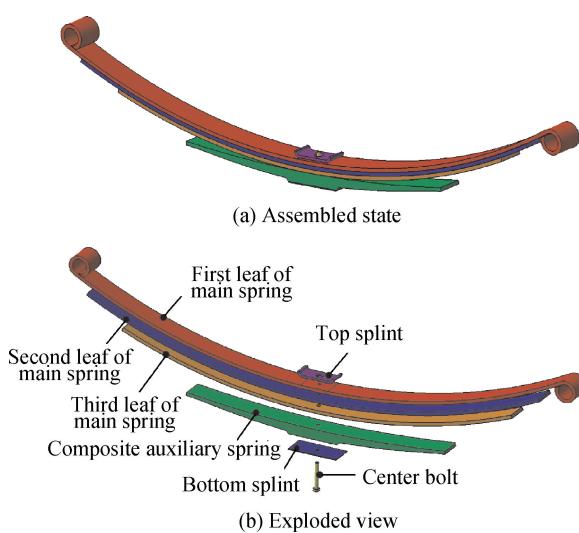


图1 主副簧总成结构的装配状态及爆炸图

Fig. 1 Assembled state and exploded view of main-auxiliary spring assembly structure

2 等效设计刚度的计算

与单片复合材料板簧不同，复合材料副簧的刚度匹配不仅涉及其本身的刚度匹配，还涉及其与主簧共同工作后总成刚度的匹配。因此，需要先确定主副簧共同工作时复合材料副簧的等效刚度，为复合材料副簧自身刚度的匹配设计提供设计目标。根据原主副簧总成图纸，为了保证复合材料副簧与钢板副簧的互换性，根据主副簧总成图纸确定的参数如表1所示。

表1 根据主副簧总成图纸确定的参数

Table 1 Parameters determined according to blueprint of main-auxiliary spring assembly

Parameter	Value	Parameter	Value
Static load/N	7 500	Assembly spring rate/(N·mm ⁻¹)	82
Dynamic load/N	3 300	Width/mm	60
Contact camber/mm	83	Free camber/mm	173
Camber under static leaf/mm	35	Fore part length/mm	700
Main spring rate/(N·mm ⁻¹)	42	Rear part length/mm	715

根据表1中的参数，静载荷为7 500 N，静载弧高为35 mm，总成刚度为82 N/mm，则要使板簧总成压平，需要的载荷 $F = 10 370$ N，副簧弧高变化量为83 mm。根据板簧前后半段的长度，总成压平时前半段的载荷为 $F_f = 5 240$ N，后半段的载荷为 $F_r = 5 130$ N。原板簧总成的主簧为3片簧片，副簧为2片簧片，各簧片的尺寸参数如下(下标1~5分别对应总成中从上到下的5片簧片，其中下标1~3对应3片主簧簧片，4~5对应2片副簧簧片)：各簧片厚度 $h_1 = h_2 = h_3 = 9$ mm， $h_4 = h_5 = 15$ mm；各簧片宽度均为 $b = 60$ mm；各簧片前半段长度 $l_{1f} = 700$ mm， $l_{2f} = 700$ mm， $l_{3f} = 550$ mm， $l_{4f} = 355$ mm， $l_{5f} = 210$ mm；各簧片后半段长度 $l_{1r} = 715$ mm， $l_{2r} = 715$ mm， $l_{3r} = 565$ mm， $l_{4r} = 370$ mm， $l_{5r} = 225$ mm；无效长度 $S = 100$ mm。

对板簧前半段，根据集中载荷法，得到

$$\begin{cases} A_2 F_{1f} + B_2 F_{2f} + C_2 F_{3f} = 0 \\ A_3 F_{2f} + B_3 F_{3f} + C_3 F_{4f} = 0 \\ A_4 F_{3f} + B_4 F_{4f} + C_4 F_{5f} = 0 \\ A_5 F_{4f} + B_5 F_{5f} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中： $F_{1f} \sim F_{5f}$ 为簧片1~5前半段末端的端部集中载荷；系数 A_i 、 B_i 和 C_i ($i = 1, 2, \dots, 5$) 与板端形状系数 λ_i 有关：

$$\begin{cases} A_i = 0.5 \frac{I_i}{I_{i-1}} \left(3 \frac{l_{i-1}}{l_i} - 1 \right) \\ B_i = -1 - \frac{I_i}{I_{i-1}} - \frac{\lambda_i (l_i - l_{i+1})^3}{l_i^3} \\ C_i = 0.5 \left(\frac{l_{i+1}}{l_i} \right)^3 \left(3 \frac{l_i}{l_{i+1}} - 1 \right) \end{cases} \quad (2)$$

式中: $\lambda_2 = \lambda_3 = 0$, $\lambda_4 = \lambda_5 = 0.968$; I_i 为簧片 i 的截面惯性矩。根据 A_i 、 B_i 和 C_i 的定义式计算出板簧前半段各系数, 代入式(1), 得

$$\begin{cases} 5240 - 2F_{2f} + 0.6844F_{3f} = 0 \\ 1.4095F_{2f} - 2F_{3f} + 0.4893F_{4f} = 0 \\ 8.4428F_{3f} - 5.564F_{4f} + 0.4222F_{5f} = 0 \\ 2.035F_{4f} - 2.968F_{5f} = 0 \end{cases} \quad (3)$$

解此方程组, 可得

$$\begin{aligned} F_{2f} &= 4335 \text{ N}, F_{3f} = 5025 \text{ N}, F_{4f} = 8044 \text{ N}, \\ F_{5f} &= 5515 \text{ N} \end{aligned}$$

即在压平状态下, 板簧前半段第 4 片板簧末端的集中力等效为 8044 N, 则副簧前半段的等效刚度为 $k_f = 8044 \text{ N}/83 \text{ mm} = 96.9 \text{ N/mm}$ 。

对板簧后半段, 由集中载荷法, 得到

$$\begin{cases} A_2 F_{1r} + B_2 F_{2r} + C_2 F_{3r} = 0 \\ A_3 F_{2r} + B_3 F_{3r} + C_3 F_{4r} = 0 \\ A_4 F_{3r} + B_4 F_{4r} + C_4 F_{5r} = 0 \\ A_5 F_{4r} + B_5 F_{5r} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

式中: 系数 A_i 、 B_i 、 C_i 的计算方法与板簧前半段相同。将各系数代入式(4), 得

$$\begin{cases} 5130 - 2F_{2r} + 0.689F_{3r} = 0 \\ 1.4F_{2f} - 2F_{3r} + 0.503F_{4r} = 0 \\ 8.29F_{3r} - 5.688F_{4r} + 0.442F_{5r} = 0 \\ 1.966F_{4r} - 2.968F_{5r} = 0 \end{cases} \quad (5)$$

解此方程组, 得

$$F_{2r} = 4225 \text{ N}, F_{3r} = 4818 \text{ N}$$

$$F_{4r} = 7405 \text{ N}, F_{5r} = 4904 \text{ N}$$

即在压平状态下, 板簧后半段中第 4 片板簧末端的集中力等效为 7405 N, 则副簧后半段的等效刚度为 $k_r = 7405 \text{ N}/83 \text{ mm} = 89.2 \text{ N/mm}$ 。

则副簧的等效总刚度为

$$K = (k_f + k_r) \frac{\delta(1 + \lambda)^2}{(1 + \delta)(1 + \delta\lambda^2)} \approx 186 \text{ N/mm} \quad (6)$$

$$\text{式中: } \delta = \frac{k_f}{k_r} = 1.0863; \lambda = \frac{l_f}{l_r} = 0.979.$$

因此, 复合材料副簧的等效设计刚度为 186 N/mm。

3 刚度的匹配设计及模型验证

3.1 初步匹配设计

铺层方向为 0° 时, 玻璃纤维高强度、高模量的优势能够得到最充分的发挥, 因此选择 0° 作为复合材料板簧的铺层方向^[13]。由于复合材料板簧是较厚的层合板结构, 对外部载荷的响应呈现一定的整体性。因此, 利用传统的抛物线板簧设计理论来对复合材料板簧的簧身尺寸进行初步的设计。使用的 E-玻璃纤维/聚氨酯复合材料的力学性能参数如表 2 所示。

表 2 E-玻璃纤维/聚氨酯复合材料的力学性能参数

Table 2 Mechanical property parameters of E-glass/polyurethane composites

Parameter	Value	Parameter	Value
E_{xx} /MPa	40 978	ρ /(g · cm ⁻³)	2.07
E_{yy} /MPa	14 038	X_T /MPa	1 003
G_{xy} /MPa	3 641	X_C /MPa	832
ν_{xy}	0.31	Y_T /MPa	84
ν_{xz}	0.31	Y_C /MPa	217
ν_{yz}	0.36	S_{xy} /MPa	51

Notes: E_{xx} —Longitudinal elastic modulus; E_{yy} —Transverse elastic modulus; G_{xy} —Shear modulus; ν_{xy} , ν_{xz} , ν_{yz} —Poisson's ratio; ρ —Density; X_T —Longitudinal tensile strength; X_C —Longitudinal compressive strength; Y_T —Transverse tensile strength; Y_C —Transverse compressive strength; S_{xy} —In-plane shear strength.

该部分计算基于各向同性材料的传统抛物线板簧设计理论, 为避免赘述, 直接给出计算结果: 要使复合材料副簧的刚度为 186 N/mm, 复合材料副簧的中部厚度(不包括凸台) $H = 21 \text{ mm}$, 端部厚度 $h = 8.5 \text{ mm}$, 抛物线段末端与副簧末端之间的距离 $l = 50 \text{ mm}$ 。若取纤维增强复合材料的纤维体积分数为 38%, 则每层铺层的厚度为 0.808 mm, 因此复合材料副簧需要 36 层铺层(考虑凸台厚度后总厚度接近 29 mm)。

3.2 刚度的有限元模拟

基于各向同性材料的传统抛物线板簧刚度计算结果和基于各向异性材料的复合材料板簧刚度计算结果的误差是必然存在的, 因此需要通过有限元法来预测和修正复合材料副簧的刚度, 同时对复合材料副簧进行强度校核。

建立的复合材料副簧的有限元模型如图 2 所示。复合材料副簧的三维几何模型是在 CATIA 软件中建立的。将复合材料副簧的三维几何模型导入 Hypermesh 软件中进行网格划分。由于铺层间的横向剪切效应和铺层截面的正应力不能忽略, 因此

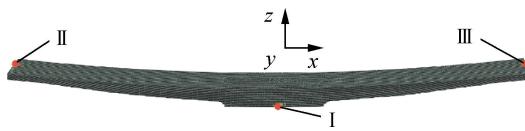


图 2 复合材料副簧的有限元模型

Fig. 2 Finite element model of composite auxiliary spring

采用体单元对复合材料板簧进行离散化^[14-15]。单元类型采用 C3D8I 单元, 因为该类单元可以避免剪切自锁现象, 且单元在具有较小变形的情况下对位移和应力的计算精度较高。然而, 当单元变形较大时, C3D8I 单元的计算精度会降低。因此, 为了保证网格质量, 采用六面体网格进行网格划分。最终为每一铺层建立一层单元, 并使相邻铺层单元之间的节点重合。在删除几何元素后, 将网格模型以 INP 文件形式导入 ABAQUS 软件中。在 ABAQUS 软件中, 复合材料的材料参数在 Property 模块中以工程常数的方式定义, 参数值按表 2 输入。复合材料副簧的铺层参数由 composite layup manager 对话框定义^[16], 其中铺层方向按照 discrete method 定义。然后, 在 Step 模块建立载荷步, 模拟施加垂向载荷过程。场变量输出和历史变量输出在 Step 模块定义。历史变量输出参考点 I 的载荷-时间曲线和位移-时间曲线。参考点 I 与复合材料板簧的中部耦合。此外, 在 Interaction 模块定义耦合约束, 在 Load 模块定义载荷和边界条件。其中, 载荷施加在参考点 I 上, 载荷幅值为 10 000 N; 接头的运动约束通过约束参考点 II 和参考点 III 的自由度来实现。

由于增减复合材料副簧上表面的铺层数量不影响整体的应力分布, 为了研究增减铺层数量对复合材料副簧刚度的影响规律, 按照上述建模方法, 分别计算具有 36 层、37 层和 38 层铺层时复合材料副簧的刚度。经过有限元计算, 具有 36 层、37 层和 38 层铺层时复合材料副簧的刚度分别为 189、219、251 N/mm, 说明随着铺层数量的增多, 复合材料副簧的刚度呈递增趋势, 且每增加 1 层铺层, 复合材料副簧的刚度增加 30 N/mm 左右, 调整作用非常显著。不同铺层数量的复合材料副簧的应力分布如图 3 所示。可看出 3 种铺层方案在 10 000 N 载荷下的最大应力 S_{\max} 均不超过 430 MPa, 远低于纤维增强复合材料 1 003 MPa 的纵向拉伸强度。由于板簧的最大载荷为 13 300 N, 且主副簧结构中副簧属于辅助结构, 受力低于 10 000 N。因此可以确

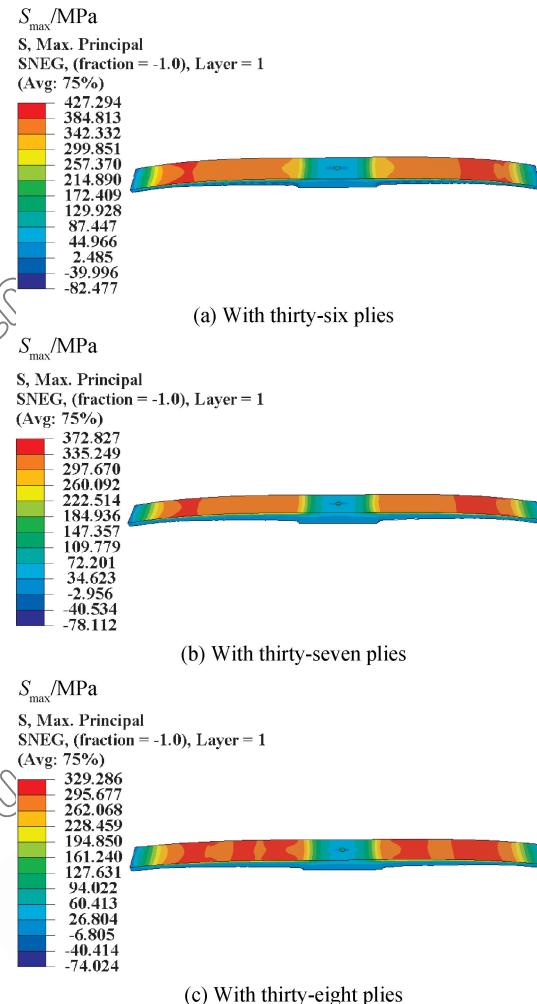


图 3 不同铺层数量的复合材料副簧的应力分布

Fig. 3 Stress distributions on composite auxiliary springs with different ply number

定设计的复合材料副簧的强度满足服役要求。从图 3 还可看出, 随着铺层数量的增多, 复合材料副簧的最大应力呈递减趋势, 说明刚度增大对复合材料副簧的强度有利。根据图 3, 具有 36 层铺层时复合材料副簧的刚度与等效设计刚度最接近, 且强度及应力分布均满足要求, 可针对该方案建立主副簧总成的有限元模型。

3.3 总成刚度的有限元模拟

具有复合材料副簧的总成有限元模型的建立方法与复合材料副簧的建模方法基本相同。不同的是, 为了模拟簧片之间的片间摩擦, 需要在簧片之间建立接触对, 设置摩擦系数为 0.1, 滑移类型为有限滑移。模型共有 235 127 个单元和 270 887 个节点。建立的复合材料主副簧总成有限元模型如图 4 所示。图中: 参考点 A 与副簧中部耦合, 参考

点 B 和参考点 C 分别与复合材料板簧的后接头铰接中心和前接头铰接中心耦合。载荷施加在参考点 A 上, 根据钢板弹簧图纸, 板簧的最大载荷为 13 300 N, 因此设定施加在参考点 A 上的载荷幅值为 13 300 N。板簧接头的运动约束通过约束参考点 B 和参考点 C 的自由度来实现。

通过有限元计算得到具有 36 层和 40 层铺层复合材料副簧总成的载荷-位移曲线如图 5 所示。分别对载荷-位移曲线的两段进行线性回归分析, 得到各段的刚度。根据图 5(a), 复合材料副簧起作用

前总成刚度为 44.491 N/mm, 与设计刚度 42 N/mm 接近; 主副簧共同承载后总成刚度为 60.232 N/mm, 与设计刚度 82 N/mm 误差较大, 说明具有 36 层铺层的复合材料副簧设计方案需要修正。根据 3.2 节的研究结论, 为了提高总成的刚度, 需要增加复合材料副簧的铺层数量。经过有限元计算, 增加 4 层铺层后, 总成刚度达到了 83.333 N/mm, 与设计刚度接近。修正后的总成刚度曲线如图 5(b)所示, 可知, 经过小幅度的修正后, 复合材料副簧的刚度实现了匹配设计。

4 结 论

(1) 通过调整铺层数量可以灵敏地调节复合材料副簧的刚度, 这对复合材料副簧的刚度修正具有积极意义。

(2) 提出了一种针对复合材料副簧刚度的匹配设计方法, 这种方法具有目标明确、成本低的特点, 对复合材料板簧的推广应用具有重要意义。

参考文献:

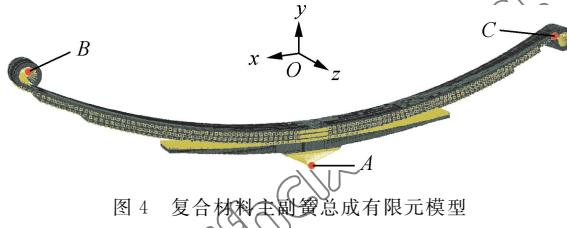
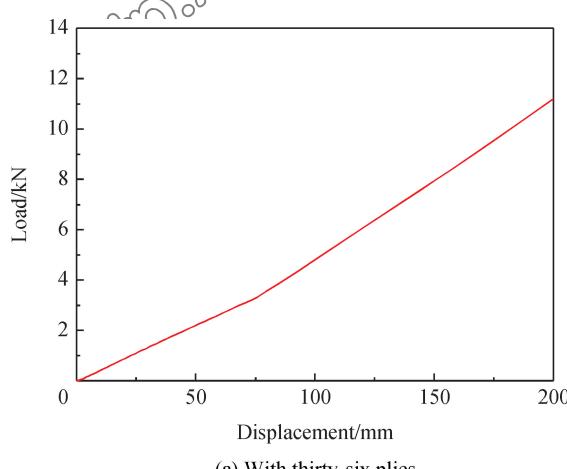
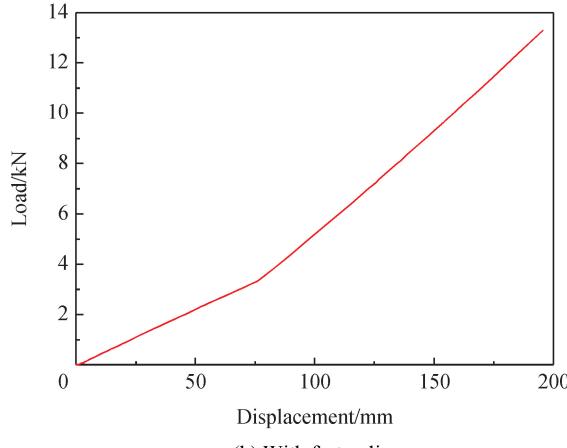


图 4 复合材料主副簧总成有限元模型

Fig. 4 Finite element model of composite main-auxiliary spring assembly



(a) With thirty-six plies



(b) With forty plies

图 5 具有 36 层和 40 层铺层复合材料副簧总成的载荷-位移曲线

Fig. 5 Load-displacement curves of spring assembly with ply number of composite auxiliary spring of 36 and 40

- [1] BEARDMORE P, JOHNSON C F. Potential for composites in structural automotive applications[J]. Composites Science and Technology, 1986, 26(4): 251-281.
- [2] AL-QURESHI H A. Automobile leaf springs from composite materials[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2001, 118(1-3): 58-61.
- [3] HOU J P, CHERROUALI J Y, JERONIMIDIS G, et al. Design, testing and simulation of fiber composite leaf springs for heavy axle load[J]. Journal of Strain Analysis for Engineering Design, 2005, 40(6): 497-504.
- [4] RAJENDRAN I, VIJAYARANGAN S. Design, analysis, fabrication and testing of a composite leaf spring[J]. Journal of the Institution of Engineers (India): Mechanical Engineering Division, 2002, 82(3): 180-187.
- [5] SANCAKTAR E, GRATTON M. Design, analysis, and optimization of composite leaf springs for light vehicle applications[J]. Composite Structures, 1999, 44(2-3): 195-204.
- [6] SUBRAMANIAN C, SENTHILVELAN S. Joint performance of the glass fiber reinforced polypropylene leaf spring [J]. Composite Structures, 2011, 93(2): 759-766.
- [7] RAJENDRAN I, VIJAYARANGAN S. Optimal design of a composite leaf spring using genetic algorithms[J]. Computers and Structures, 2001, 79(11): 1121-1129.
- [8] FERREIRA J A M, COSTA J M D, REIS P N B, et al. Analysis of fatigue and damage in glass-fibre-reinforced polypropylene composite materials[J]. Composites Science and

- Technology, 1999, 59(10): 1461-1467.
- [9] JANCIRANI J, ASSARUDEEN H. A review on structural analysis and experimental investigation of fiber reinforced composite leaf spring[J]. Journal of Reinforced Plastics and Composites, 2015, 34(2): 95-100.
- [10] 边文凤, 李未. 复合材料板簧副簧的优化设计[J]. 机械设计与制造, 2006(9): 29-31.
- BIAN W F, LI W. Optimum design for the vice-spring of composite material leaf spring[J]. Machinerydesign & Manufacture, 2006(9): 29-31 (in Chinese).
- [11] 王望予. 汽车设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004: 189-190.
- WANG W Y. Automobile design[M]. Beijing: China Machine Press, 2004: 189-190 (in Chinese).
- [12] SHOKRIEH M M, REZAEI D. Analysis and optimization of a composite leaf spring[J]. Composite Structures, 2003, 60(3): 317-325.
- [13] FERREIRA J A M, COSTA D M, REIS P N B. Static and fatigue behaviour of glass-fibre-reinforced polypropylene composites[J]. Theoretical and Applied Fracture Mechanics, 1999, 31(1): 67-74.
- [14] KUMAR M S, VIJAYARANGAN S. Analytical and experimental studies on fatigue life prediction of steel and composites multi-leaf spring for light passenger vehicles using life data analysis[J]. Materials Science-Medziagotyra, 2007, 13(2): 141-146.
- [15] KUEH J T J, FARIS T. Finite element analysis on the static and fatigue characteristics of composite multi-leaf spring[J]. Journal of Zhejiang University Science A: Applied Physics & Engineering, 2012, 13(3): 159-164.
- [16] 熊波, 罗锡林, 谭惠丰. 全复合材料桁架扭转刚度分析[J]. 复合材料学报, 2015, 32(2): 501-507.
- XIONG B, LUO X L, TAN H F. Analysis oftorsional stiffness of all-composite truss[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2015, 32(2): 501-507 (in Chinese).

Matching design method for stiffness of composite auxiliary spring

KE Jun¹, SHI Wenku¹, CHEN Zhiyong^{1, *}, GAO Bo¹, YUAN Ke², ZHOU Gang³

1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022, China;
2. Product Engineering Department, Nanjing IVECO Automobile Co. Ltd., Nanjing 210028, China;
3. Pre Development Department, Ningbo Huaxiang Automotive Research and Development Co. Ltd, Ningbo 315033, China)

Abstract: In order to matching design the stiffness of composite auxiliary spring, the structure of the main-auxiliary spring assembly structure, which includes a composite auxiliary spring, was designed. The equivalent load of the composite auxiliary spring was calculated by the concentrated load method. According to the change of the deflection of the original steel leaf spring, the equivalent stiffness of the composite auxiliary spring was estimated. The equivalent stiffness of the composite auxiliary spring was matching designed according to the design theory of steel leaf spring. The finite element simulation for the total stiffness of the main auxiliary spring assembly was made by ABAQUS software. By adjusting the ply number of the composite auxiliary spring, the equivalent stiffness of the composite auxiliary spring was modified. The proposed matching design method processes great importance for the popularization and application of composite leaf spring.

Keywords: bus; composite; leaf spring; weight reduction; finite element