

师, 专业方向: 汽轮机通流设计, Email: wuxm3@shanghai-electric.com; 彭泽瑛, 所长/教授级工程师, 专业方向: 汽轮机设计, Email: pengzy@shanghai-electric.com。

汽车车身轻量化优化设计的灵敏度 分析与碰撞仿真

叶 辉 1; 胡平 2; 中国哲 2; 孙宏图 2; 刘波 3; 周定陆 3

(1. 吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室, 长春 130025; 2. 大连理工大学汽车工程学院 大连 116024; 3. 长安汽车工程研究院 重庆 401122)

摘要: 提出了基于灵敏度分析和侧面碰撞的汽车车身结构轻量化设计方法。首先以车身结构零件的板厚为设计变量, 以白车身的模态和刚度为约束条件, 白车身质量最小为目标, 分析了零件板厚关于车身模态和刚度的灵敏度。选取对车身模态和刚度以及抗撞性不敏感的车身零件的板厚, 进行以白车身质量最小为目标的优化计算。优化结果使车身重量减少了 14.8 kg。对轻量化后的整车和乘员约束系统进行了侧面碰撞的模拟计算, 并与轻量化前的结果进行了对比, 对整车耐撞性和乘员的安全性进行对比校核, 根据碰撞结果对车身零部件的厚度进行了再调整。结果表明, 轻量化后的车身满足碰撞安全性的要求, 假人的 C-NCAP 得分也是可以接受的。

引 言

降低车身质量是提高汽车燃油经济性的重要途径, 对于车身占总质量 30%~40% 的轿车来说, 车身结构的轻量化对于整车的轻量化具有重要意义。车身的轻量化设计, 可以保证车身具有良好的刚度性能和均匀合理的受力分布, 提高材料的利用率。对已有的车型进行轻量化改进设计, 可以在保证车身结构整体性能不受影响的前提下, 最大限度地减轻车身各零部件的质量。

为了满足各种法规的要求, 保障乘员的安全, 很多情况下要求提高车身结构的碰撞吸能特性。常用的方法是在正面碰撞中增加吸能结构的壁厚, 侧面碰撞中增加防撞杠等, 但这将导致车辆质量的增加。因此, 如何在保证车身抗撞性要求的前提下实现车身的轻量化就显得非常重要。

目前国内外针对车身轻量化的研究比较广泛。车身轻量化可以应用新型轻量化材料^[1-2]。孙宏图等对车身前端的零件进行了轻量化, 并且进行了抗撞性的仿真分析^[3]。张勇等通过近似模型方法, 对车身的轻量化进行了结构件减薄和材料替换的研究^[4]。国外在车身轻量化方面也进行了大量的研究^[5-7]。这些对汽车车身轻量化的研究, 只考虑了轻量化后车身的刚度、强度等静态性能, 没有考虑汽车车身的侧面抗撞性等动态性能。

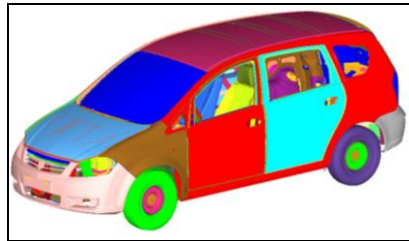
以某轿车为例, 对车身结构件的轻量化进行研究。在满足车身刚度和模态基本不变的前提下, 对车身部分零件的厚度进行灵敏度分析, 选取进行优化的结构件。然后以车身结构质量最小化为目标, 优化所选取车身零件的厚度, 减轻车身的质量。对轻量化的车身进行侧面

碰撞下整车和乘员约束系统的模拟计算和对比分析，以验证轻量化设计结果的可行性。

1 车身结构优化设计

车身结构轻量化可以通过减小零件的厚度实现，但需要保证汽车车身的结构力学性能和碰撞安全性的要求。要选择那些对车身性能影响不大的零件进行减薄优化，这就需要通过车身零件对模态和刚度的灵敏度分析来选取合适的零件。设计过程中，以车身零件的厚度作为优化设计的变量，车身力学性能为优化设计的约束条件，车身总质量最小为优化目标，进行优化设计计算。

根据企业提供的数据建立有限元整车模型，并与正面、侧面和 40% 偏置碰撞实车试验对比，经过了有效性验证。图 1 是整车有限元模型示意图。



(a) 图 1 整车有限元模型

(b) Fig. 1 Finite element model of whole car

1.1 优化设计模型

车身结构优化设计模型是以车身的模态和刚度为约束条件，以车身质量最小为优化目标，对车身各个零部件的厚度进行优化。一般可用非线性规划的形式表示，车身结构优化设计模型的目标函数可以表示为

$$\min f(x) \quad (1)$$

式中， $f(x)$ 为目标函数，是车身结构质量的函数， x 是车身零件厚度的取值。

优化设计的约束条件可以表示为

$$g_j(x) \leq 0 \quad (j=1, 2, 3, \dots, m) \quad (2)$$

式中， $g_j(x)$ 为约束函数，包括刚度和模态约束条件。

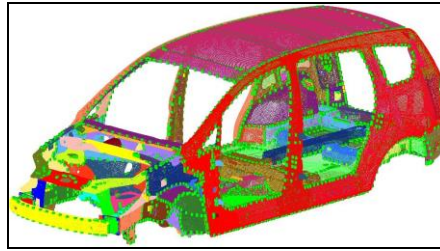
优化设计的变量可表示为

$$X_L \leq X \leq X_U \quad (3)$$

其中， $X = (X_1, X_2, \dots, X_n)^T$ 为设计变量，是由优化计算的 n 个车身零件厚度组成的向量， X_U 和 X_L 分别为设计变量 X 的上限值和下限值。

优化过程中，设计变量参数的初始取值为原车对应零件的板厚，参数化建模后，利用设计变量的初值进行一次求解，得到约束条件的取值，然后定义目标函数，构造优化问题，进行灵敏度分析和优化计算。采用 Hyperworks/Optistruct 模块进行优化设计，优化分析的白车身

模型如图 2 所示。



(c) 图 2 白车身有限元分析模型

(d) Fig. 2 Finite element analysis model of body in white

1.2 灵敏度分析

车身有很多结构零件，但并不是每一个零件都适合于减小厚度，减少零件的板厚虽然可以减小车身的质量，但有可能同时降低车身刚度和模态。这就需要对车身零件厚度与车身力学性能之间的灵敏度进行分析。通过灵敏度分析，可以计算出车身力学性能对于各设计变量的导数，用来确定设计变化过程中对车身力学性能最不敏感的结构件。灵敏度分析把车身结构质量作为目标函数，选取对于车身刚度和模态等约束条件影响最小的，即灵敏度值最小的参数作为优化设计的变量，进而进行以车身质量最小为目标函数的优化计算。

将有限元模型输入 Hyperworks 的 Optistruct 优化模块，以车身结构质量最小作为优化目标，以车身的低阶模态和刚度作为约束条件，以车身主要结构零件的板厚为设计变量，进行了车身主要结构零件的灵敏度分析。本文只取一阶弯曲模态和扭转模态作为模态的约束条件，取车身的弯曲刚度和扭转刚度为刚度的约束条件，计算时取测量点的挠度作为刚度的约束条件。

选取车身主要的零件总计 76 个，通过计算可以得出主要零件关于板厚的模态灵敏度和挠度灵敏度。表 1 中列出了部分零件的灵敏度。

对零件进行灵敏度分析，选择对车身模态和刚度影响最不敏感的零部件厚度作为优化设计变量。同时考虑减重的零件位置要对碰撞的影响尽可能小。因此，根据灵敏度分析结果以及各个车身零件对抗撞性重要程度的分析，选择 B 柱、车身地板横梁、吸能盒、散热器支架、上边梁等零件作为减重优化的零件。

(e) 表 1 部分零件关于板厚的灵敏度

(f) Tab. 1 The sensitivity about thickness of components

序号	零件编号	板厚/mm	模态灵敏度	挠度灵敏度
1	2809113	1.4	-3.84E-03	3.01E-03
2	2809115	1.4	-6.48E-03	2.23E-03
3	2809117	1.8	-1.77E-03	3.72E-03
4	2809125	1.4	-1.86E-02	2.37E-03
5	2809126	1.8	-1.45E-02	8.02E-04
6	2809131	1.6	-6.48E-03	5.81E-04
7	5102151	1.2	-2.92E-03	2.56E-03
8	5102152	1.2	-3.09E-03	1.53E-03
9	5102155	2.0	-2.33E-03	5.42E-05
10	5701443	1.5	-1.13E-02	3.82E-05

1.3 优化结果分析

优化结果不能作为最终轻量化设计的结果，还要对零件的可制造性和成本进行校核。因为不是所有的板材厚度都是可加工的，特殊规格板材的加工还会提高生产成本，所以需要根

据现有的板材规格，对优化后的板厚进行修正。优化计算的结果需要进行碰撞安全性的校核。如果轻量化的车身不满足碰撞安全性的要求，则需要对碰撞结果进行分析，对碰撞过程中变形不合理的零件的碰撞内能和变形等参数与原车身的碰撞结果进行对比，按照加工工艺和板材规格对该零件的厚度进行调整和修正，直至使轻量化的车身满足碰撞安全性的要求，最后得到轻量化车身零部件的厚度。修正后的部分车身零件厚度如表 2 所示。

(g) 表 2 部分轻量化前后的零件厚度
(h) Tab.2 Thickness of parts before and after lightweight

序号	零件编号	轻量化前厚度	轻量化后厚度
		/mm	/mm
1	2809113	1.4	1.2
2	2809115	1.4	1.2
3	2809117	1.8	1.5
4	2809125	1.4	1.2
5	2809126	1.8	1.4
6	2809131	1.6	1.4
7	5102151	1.2	1.0
8	5102152	1.2	1.0
9	5102155	2.0	1.6
10	5701443	1.5	1.0

从表 2 中可以看出，零部件轻量化的程度比较明显，零部件厚度最大减小了 0.5mm，最少也减小了 0.2mm。优化计算后，还要对车身的刚度和模态进行重新计算，校核优化后的零件厚度对刚度和模态是否有影响，并计算最终轻量化后的车身质量。轻量化前后的刚度、模态和车身质量如表 3 所示。

(i) 表 3 轻量化前后的刚度和模态
(j) Tab.3 Stiffness and modal before and after lightweight

参数	轻量	轻量	相对变
	化前	化后	化/%
弯曲刚度 /N·m·rad ⁻¹	9560	9490	0.7
弯曲刚度(含风挡车门)/N·m·rad ⁻¹	11060	10970	0.8
扭转刚度 /N·m·rad ⁻¹	6.86	6.83	0.4
扭转刚度(含风挡车门)/N·m·rad ⁻¹	7.12	7.05	1
1 阶弯曲频率 /Hz	38.0	37.9	0.3
1 阶扭转频率 /Hz	29.4	29.6	0.7
车身质量 /kg	285.0	270.2	5.2

从表中可以看出，轻量化后刚度比原车身有所减小，这主要是零件厚度减小所引起的，一阶弯曲和扭转频率也发生了变化。轻量化前后各个约束条件的变化量最大不超过 1%，可以近似认为整车的刚度和模态没有发生变化，而车身的质量减小 14.8kg，减小了 5.2%。由此可以看出第一阶段的优化设计结果满足车身轻量化设计的要求。

2 轻量化车身侧面碰撞分析

对轻量化后的车身进行侧面碰撞的整车与乘员约束系统安全性的模拟计算，并与原车模拟结果进行对比和验证。轻量化后的有限元模型与原车模型基本相同，修改原车整车侧面碰撞模型中优化零件的厚度，即得到轻量化后的侧面碰撞整车有限元模型，将模型输入到 LS-DYNA 中进行整车侧面碰撞的模拟计算。侧面碰撞乘员约束系统模型需要将侧面碰撞整车的碰撞结果文件重新输出，在 MADYMO 中进行侧面碰撞乘员约束系统的模拟计算。

2.1 变形历程对比

轻量化前后，侧面碰撞整车变形的时间历程如图 3 所示，图中分别对比了 20ms、40ms、60ms 和 80ms 时刻侧面碰撞整车的变形。左侧为轻量化前的变形图，右侧为轻量化后的变形图。

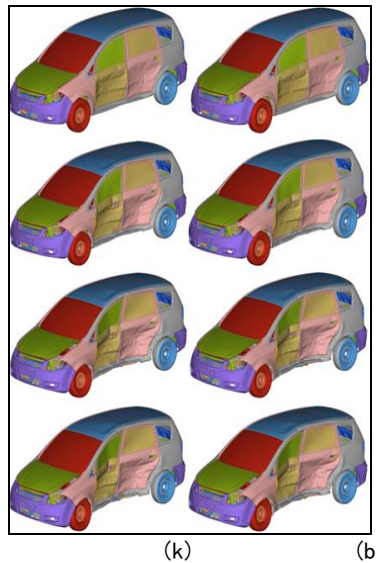


图 3 轻量化前后侧面碰撞整车变形时间历程

(a) 轻量化前 (b) 轻量化后

Fig. 3 Deformation histories of car in side impact before and after lightweight

(a) before lightweight (b) after lightweight

从整车的运动姿态和侧面车身的变形结果看，轻量化前后整车的变形历程是相似的，可以说轻量化的结果对整车侧面碰撞的变形历程影响很小。

2.2 车体加速度对比

轻量化前后，侧面碰撞车体 B 柱的侧向加速度时间历程曲线对比如图 4 所示。

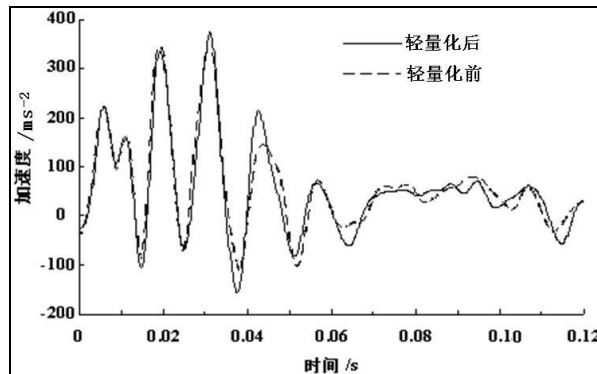


图 4 轻量化前后侧面碰撞 B 柱侧向加速度时间历程

Fig. 4 Side acceleration histories of B pillar in side impact before and after lightweight

从加速度历程曲线对比中可以看出，轻量化前后侧面碰撞加速度曲线的变化非常相似，开始阶段轻量化后的车体加速度曲线波动更加剧烈，车体的加速度峰值较原来有所提高，峰值出现的时刻基本相同，后面阶段波动较为平缓。轻量化后 B 柱加速度的峰值提高 20 m/s^2 ，提高了 4.87%。文中仅对比了轻量化前后 B 柱 P3 测量点(见图 5 所示)的加速度历程，而其它测量点都具有类似的结论。由此可见，轻量化后的车体加速度满足轻量化设计车体耐撞性的要求。

2.3 变形侵入量对比

轻量化前后侧面碰撞 B 柱变形侵入量时间历程的变化趋势也都是相同的，只是最大侵入量发生了变化，轻量化前后车体变形最大侵入量的对比如表 4 所示，B 柱上的测量点如图 5 所示。

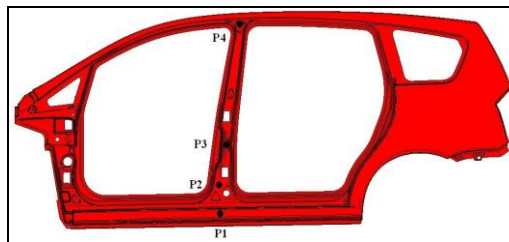


图 5 侧面碰撞车体侵入量测量点示意图

Fig. 5 Test points of intrusion displacement of body in side impact

表 4 轻量化前后侧面碰撞最大侵入量

Tab. 4 Maximum intrusion displacements in side impact before and after lightweight

mm		
侵入量位置	轻量化前	轻量化后
B 柱 P1	309	324
B 柱 P2	327	338
B 柱 P3	309	317
B 柱 P4	36	36

轻量化后侧面碰撞最大变形侵入量发生的时刻与轻量化前相同，都在 73ms 左右。从轻量化前后侧面碰撞最大变形侵入量的对比来看，B 柱变形侵入量有所增加。其中 P1 测量点增加最大，侵入量增加了 15mm，该测量点位于 B 柱的最下方，是侧面碰撞的主要撞击变形位置。而 B 柱上部的测量点 P4 的侵入量没有发生变化。从变形结果看，车体侵入量最多增加 4.85%，可见轻量化后的车体变形侵入量满足轻量化设计车体耐撞性的要求。

2.4 假人头部加速度对比

从整车侧面碰撞有限元分析结果文件 D3PLOT 中，输出侧面碰撞子结构部分的节点位移时间历程。将这些数据进行处理，形成侧面碰撞乘员约束系统分析中的车体运动 PSM 文件，并输入到模型中，而模型中其余部分不变，形成轻量化后侧面碰撞乘员约束系统模型。将模型在 MADYMO 中进行求解计算。轻量化前后侧面碰撞假人头部合成加速度时间历程对比，如图 6 所示。

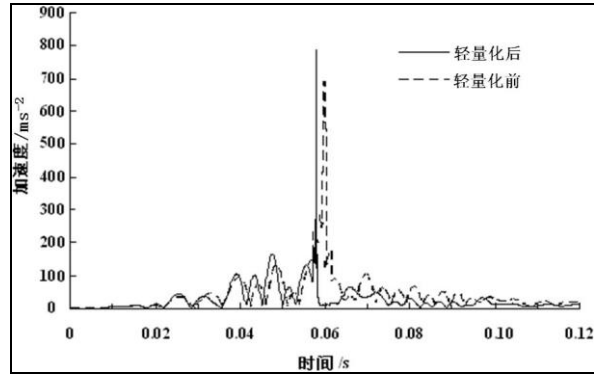


图 6 轻量化前后侧面碰撞假人头部加速度时间历程

Fig. 6 Head acceleration histories of occupant in side impact before and after lightweight

从加速度曲线对比中可以看出，轻量化后假人头部加速度的峰值比原来提高 95.4 m/s^2 ，提高了 13.78%，出现的时刻比轻量化前提前了 2ms。这些变化主要是车体碰撞加速度的提高和峰值的提前引起的。轻量化后假人侧面碰撞头部加速度满足 C-NCAP 的要求，因此轻量化后假人头部的加速度满足车身轻量化设计乘员碰撞安全性的要求。

2.5 假人胸部压缩量对比

轻量化前后侧面碰撞假人胸部压缩变形时间历程对比如图 7 所示。

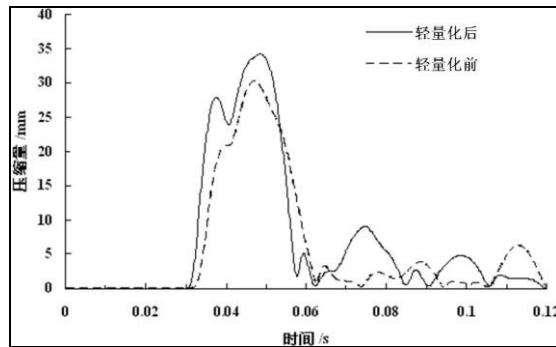


图 7 轻量化前后侧面碰撞假人胸部压缩变形时间历程

Fig. 7 Chest intrusion histories of occupant in side impact before and after lightweight

轻量化后假人胸部压缩量最大值虽然增加了 3.95mm，但仍满足 C-NCAP 的要求，可见假人胸部压缩量能够满足轻量化设计假人安全性的要求。

2.6 乘员伤害指数对比

根据 C-NCAP 的伤害准则，轻量化前后侧面碰撞假人的伤害指标对比如表 5 所示。

表 5 轻量化前后侧面碰撞假人伤害准则

Tab5 Injury criterion of occupant in side impact before and after lightweight

项目		轻量化前		轻量化后	
		指标值	得分	指标值	得分
头部	HIC36	313.35	4	341.48	4
	3ms/g	69.24	4	70.98	4
胸部	压缩变形量/mm	30.22	2.4	34.17	1.6
	粘性指数 VC	0.76	1.4	0.80	1.2

腹部	腹部力 /KN	2.23	0.5	2.33	0.2
骨盆	耻骨力 /KN	4.38	2.1	4.51	2.0

从计算结果中可以看出,假人的各项伤害指标都有所增加。假人头部伤害值虽然增加,但得分没有变化。由于车体侧面变形增大,导致假人胸部变形量增加,因此假人胸部指标的得分降低,耻骨和腹部的得分也有所降低。综合各项指标,轻量化后整车的侧面碰撞得分为7.6分,比轻量化前低0.9分,可见轻量化后整车的侧面碰撞安全性降低,但C-NCAP得分还是可以接受的,仍能满足轻量化设计乘员安全性的要求。

2.7 轻量化后车身的侧碰试验

轻量化后的车身,在经过数值仿真分析验证后,进一步进行实车的侧碰试验。图8是轻量化后侧碰的试验与仿真变形对比,图9是轻量化后侧碰的试验与仿真的速度对比,可以看出,轻量化后的车身满足侧面碰撞的要求。

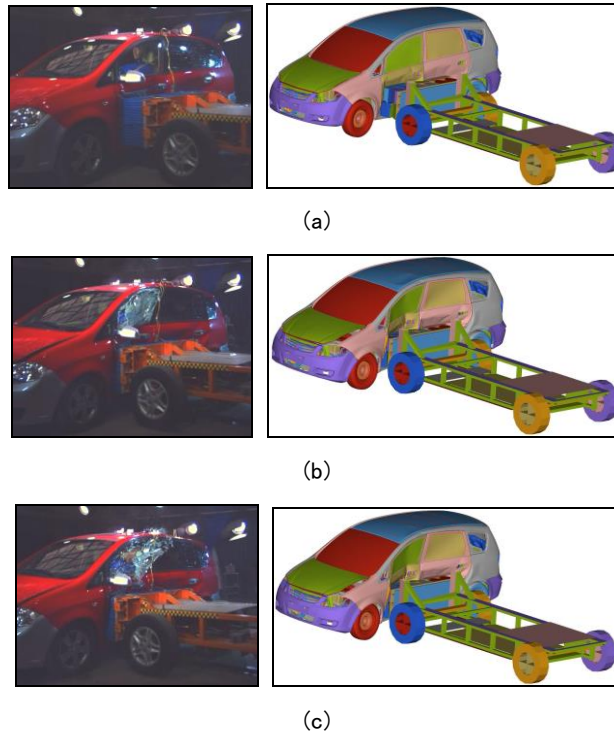


图8 侧面碰撞整车变形时间历程

Fig. 8 Deformation histories of car in side impact (a) 20 ms (b) 60 ms (c) 100 ms

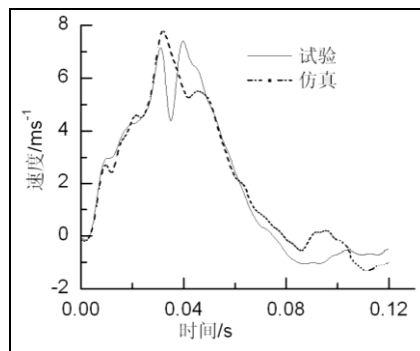


图9 车身轻量化后整车侧碰试验与仿真速度曲线

Fig. 9 Compare of velocity between experiment and simulation after lightweight in side impact

3 结束语

提出了基于灵敏度和碰撞的汽车车身轻量化设计方法，并将这种方法具体应用到某轿车，讨论了其实施方法；在保证车身刚度和模态性能的前提下，通过对车身主要结构件的灵敏度分析和优化计算，对车身结构进行轻量化设计，降低了车身质量；对轻量化后的车身进行了整车和乘员约束系统的侧面碰撞模拟计算，与原车结果进行对比，说明轻量化后的车身满足碰撞安全性的要求，验证了这种轻量化设计方法的可行性。

参考文献:

- [1]. Merklein M, Geiger M. New materials and production technologies for innovative lightweight constructions [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2002, 126:532-536.
- [2]. 龙江启, 兰凤崇, 陈吉清. 车身轻量化与钢铝一体化结构新技术的研究[J]. 机械工程学报, 2008, 44(6): 27-35.
- [3]. LONG Jiangqi, LAN Fengchong, CHEN Jiqing. New technology of lightweight and steel-aluminum hybrid structure Car body[J]. Chinese journal of Mechanical engineering, 2008, 44(6): 27-35. (in Chinese)
- [4]. 孙宏图, 申国哲, 胡平, 等. 考虑碰撞安全性的汽车车身轻量化设计[J]. 机械科学与技术, 2010, 29(3): 379-382.
- [5]. Sun Hongtu, Shen Guozhen, Hu Ping, et al. Lightweight Design of an Auto Body Considering its Crash Performance[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2010, 29(3): 379-382. (in Chinese)
- [6]. 张勇. 基于近似模型的汽车轻量化优化设计方法[D]. 长沙: 湖南大学, 2009.
- [7]. ZHANG Yong. Optimization Design Method of Vehicle Lightweight Based on Approximate Model[D]. Changsha: Hunan University, 2009. (in Chinese)
- [8]. YANG R J, CHUANG Chinghung, CHE Xiangdong, et al. New applications of topology optimization in automotive industry[J]. International Journal of Vehicle Design, 2000, 23(1-2): 1-15.
- [9]. FREDRICSON H. Structural topology optimization: An application review[J]. International Journal of Vehicle Design, 2005, 23(1): 67-80.
- [10]. Craig K.J., Nielen Stander, Dooge D.A., et al. MDO of Automotive Vehicle for Crashworthiness and NVH Using Response Surface Methods[C]//9th AIAA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization, Atlanta, Georgia, 2002.

作者简介:

叶辉, 博士生, 主要从事汽车被动安全性技术研究, E-mail: yehuiju@163.com; 胡平, 教授, 博士生导师, 主要从事汽车覆盖件冲压及汽车被动安全性研究, E-mail: pinghu@dlut.edu.cn。