

doi:10.3969/j.issn.1001-3539.2023.08.013

车门内饰板多属性多目标协同优化设计

贾慧芳, 黄晖, 邱祖峰

(江铃汽车股份有限公司, 南昌 330200)

摘要: 针对某车门内饰板的静动态属性能否满足要求的问题, 首先基于有限元技术创建内饰板的网格模型, 约束其安装点的所有自由度, 基于模态属性仿真获取其固有频率分别为 53.1, 66.8 Hz 和 85.4 Hz, 与其激励频率范围不重叠, 避免产生共振和异响, 符合模态属性要求。然后在四个典型接触区域施加相应的载荷, 通过准静态刚度仿真获取各个位置的变形, 其最大变形为 10.03 mm, 小于实际工程要求值, 满足刚度属性设计标准。再根据振动激励进行频率响应强度仿真, 得到其位移和应力分布, 其最大应力为 13.46 MPa, 小于材料屈服值, 避免产生疲劳强度开裂, 符合强度属性要求。最后基于多属性多目标集成手段并采用第二代非劣排序遗传算法对内饰板各个零部件的厚度进行协同优化设计, 获取了其最优的结构参数, 优化之后其第一阶模态为 51.2 Hz, 其刚度最大变形为 14.04 mm, 其最大振动强度应力为 18.51 MPa, 静动态属性满足要求标准。与此同时, 其总质量有效减轻了 12.5%, 实现了轻量化, 并且通过了实际生产和路试验证。

关键词: 内饰板; 模态; 刚度; 强度; 协同优化

中图分类号: U463TQ325 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3539(2023)08-0078-06

Multi-attribute and Multi-objective Collaborative Optimization Design of Door Interior Panel

Jia Huifang, Huang Hui, Qiu Zufeng

(Jiangling Motors Corporation Limited Company, Nanchang 330200, China)

Abstract : Aiming at the question of whether the static and dynamic attributes of door interior panel could meet the requirements. Firstly, the grid model of the interior panel was established based on finite element technology, all degrees of freedom of its mounting point were constrained, its natural frequency were 53.1, 66.8 Hz and 85.4 Hz based on modal attribute simulation, it didn't overlap with the excitation frequency range, the resonance and noise was avoided, so it could meet modal attribute requirements. Secondly, the corresponding load were applied to four typical contact areas, the deformation of each position were obtained by quasi-static stiffness simulation, its maximum deformation was 10.03 mm, it was less than the actual engineering requirement value, so it could meet stiffness attribute requirements. Thirdly, the frequency response strength was simulated according to vibration excitation, so its displacement and stress distribution were obtained, its maximum stress was 13.46 MPa, it was less than the material yield value, the fatigue strength cracking would be avoided, so it could meet stiffness attribute requirements. Lastly, its thickness was collaboratively optimized based on multi-attribute and multi-objective integration method and non-dominated sorting genetic algorithm, its optimal structural parameters was obtained, the first order mode is 51.2 Hz, the maximum deformation of stiffness is 14.04 mm, its maximum vibration strength stress is 18.51 MPa, its static and dynamic attributes could meet design requirements after optimization. Its weight is reduced by 12.5%, the lightweight is achieved, and it had passed the actual production and road test certificated.

Keywords : interior panel ; modal ; stiffness ; strength ; collaborative optimization

车门内饰板是汽车内饰系统的核心部件之一, 其主要作用是美化车门、存储物件、隔音和保护乘员安全等, 其通过卡扣和螺栓安装在车门内钣金上, 属于高频率接触件。在汽车正常行驶过程中,

通信作者: 贾慧芳, 硕士, 中级工程师, 主要研究方向为汽车结构疲劳强度仿真及优化设计

收稿日期: 2023-05-27

引用格式: 贾慧芳, 黄晖, 邱祖峰. 车门内饰板多属性多目标协同优化设计[J]. 工程塑料应用, 2023, 51(8): 78-83, 100.

Jia Huifang, Huang Hui, Qiu Zufeng. Multi-attribute and multi-objective collaborative optimization design of door interior panel[J]. Engineering Plastics Application, 2023, 51(8): 78-83, 100.

车门会受到路面和发动机的激励振动,若激励频率与车门内饰板的固有频率相近时,将产生共振和异响。车门的刚度属性主要体现在其抗压变形能力,直接影响客户的使用和感观,与此同时车门内饰板强度属性的优劣决定了其耐久使用的可靠性,因此车门内饰板不仅需要具有美观性,还需具有良好的舒适性、可靠性和安全性。

目前大多数研究通常只评估车门内饰板的单属性,吴琳^[1]利用有限元方法对某车门内饰板进行刚度分析,得到某一区域的变形量超标,并提出改进方案。岳凯^[2]通过建立车门内饰板网格模型进行准静态刚度特性分析,获取各个位置的变形,并与静压测试结果基本相符。钟志强^[3]通过采用有限元软件对某商用车内饰仪表板进行模态和强度属性仿真,均符合设计要求,并且顺利通过了路试。何睿^[4]通过集成某内饰副仪表板的模态、抗凹和强度属性,对其进行优化设计,得到了其最佳的结构参数,并且成功减重9.5%。

为验证某车门内饰板的静动态多属性是否满足要求,首先建立车门内饰板有限元模型,施加相应的固定约束,对其进行模态属性仿真分析,得到其固有频率。然后在高频接触位置施加相应的载荷,对其进行刚度属性仿真分析,获取其各点的变形。再加载振动激励对其强度属性进行仿真分析,得到其应力值分布。最后采用集成多属性多目标方法对其进行协同优化设计,获取其最优结构,并且通过了实际验证。

1 车门内饰板模态属性

1.1 模态属性基本原理

模态属性分析是研究车门内饰板动态特性的主要手段,基于车门内饰板的模态性能分析能够获取其固有频率与各阶阵型特征,通过固有频率能够知悉其共振激励频率,模态阵型表示在各阶固有频率下的振幅与变形,车门内饰板的振动微分方程如公式(1)所示^[5-6]:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = 0 \quad (1)$$

其中, M 为车门内饰板的质量矩阵; C 为车门内饰板的阻尼矩阵; K 为车门内饰板的刚度矩阵; $\ddot{x}$ 为车门内饰板的位移向量; $\dot{x}$ 为车门内饰板的速度向量; x 为车门内饰板的加速度向量。

对于无阻尼结构, C 为零,则无阻尼自由振动微分方程为:

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (2)$$

对于简谐振动 $x = x_0 \cos \omega t$, 其中 x_0 为振幅, ω 为固有频率, 基于式(2)得到公式(3):

$$Kx_0 - M\omega^2 x_0 = 0 \quad (3)$$

由此得到其特征方程为:

$$\det[K - M\omega^2] = 0 \quad (4)$$

通过求解式(4)可以得到车门内饰板的固有频率及其阵型。

1.2 车门内饰板离散化模型

某车门内饰板为型面复杂的塑料件,主要由上饰板、中饰板、连接饰板、扶手饰板、内侧饰板、下饰板和拉手饰板等部件组成,如图1所示。该车门内饰板的材料牌号为聚丙烯+三元乙丙橡胶+滑石粉,其拉伸弹性模量为1 900 MPa,泊松比为0.4,密度为1 400 kg/m³,屈服值为20 MPa,总质量为3.2 kg。



图1 车门内饰板结构组成

车门内饰板的三维模型比较繁杂,部分区域比较平整,部分区域比较精细。将内饰板微小特征和对其属性影响较小的部件直接删除,并对其几何进行简化处理。将处理后的几何模型导入Hypermesh软件^[7-8]中,抽取各个部件的中心面。粗犷的网格单元能够提升计算效率,细小的网格单元能够提高一定的精确度,但是也增加计算资源和时间,为了保证求解精度和计算效率,较平整区域采用4 mm×4 mm的二维混合单元(以四边形为主,三角形为辅),特征区域采用3 mm×3 mm的二维混合单元,对各个部件的中心面进行网格划分。根据各个部件实际的厚度值,创建相应的材料属性。车门内饰板的塑料卡扣和螺栓连接都采用梁单元模拟,最终建立车门内饰板有限元模型,如图2所示。其中 T_1 为上饰板的厚度; T_2 为中饰板的厚度; T_3 为连接饰板的厚度; T_4 为扶手饰板的厚度; T_5 为内侧饰板的厚度; T_6 为下饰板的厚度; T_7 为拉手饰板的厚度。

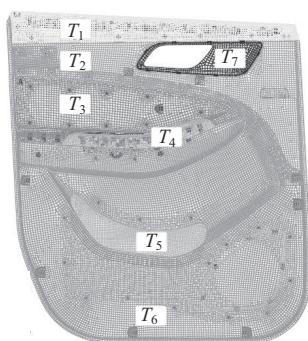


图2 车门内饰板有限元模型

1.3 模态特性结果

车门内饰板通过螺栓和卡扣与车门内侧钣金固定,因此根据车门内饰板有限元模型,采用Nastran软件^[9]对其各个固定点施加约束,基于Lanczos方法提取其0~100 Hz内的固有频率,由此得到车门内饰板的前三阶固有频率为53.1,66.8 Hz和85.4 Hz。图3为车门内饰第一阶动态阵型,其表现为下端凹陷,最大相对振幅为2.03 mm。图4为车门内饰第二阶动态阵型,其表现为上端凸起,其最大相对振幅为3.118 mm。图5为车门内饰第三阶动态阵型,其表现为右侧扭转,最大相对振幅为4.749 mm。

发动机的振动激励通常在30 Hz附近,路面激励范围通常为10~40 Hz,通过对比可知,该车内

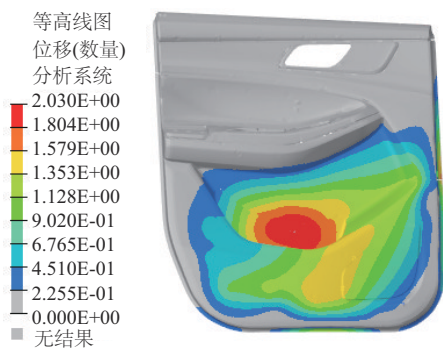


图3 车门内饰板第一阶动态阵型

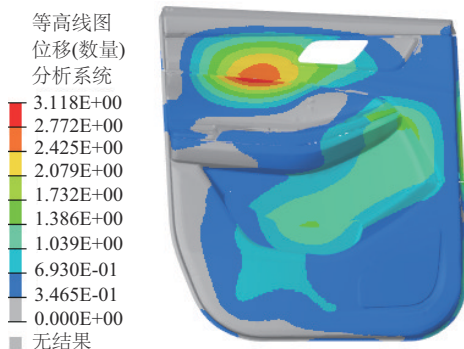


图4 车门内饰板第二阶动态阵型

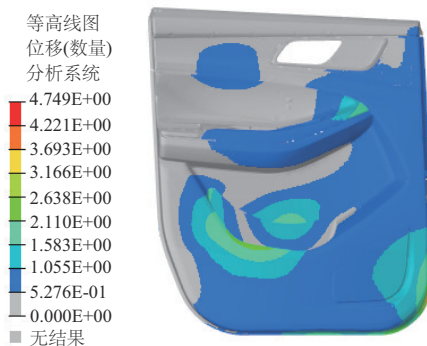


图5 车门内饰板第三阶动态阵型

饰板的固有频率与其激励频率范围不重叠,避免产生共振和异响,满足模态属性要求。

2 车门内饰板刚度属性

车门内饰板属于高频接触件,在驾乘客使用时经常要承受一定的受力载荷,因此其需具有较强的刚度属性,以保证其不会产生塑性变形,以免影响其使用。约束车门内饰板安装点的所有自由度,选取四个典型接触区域,如图6所示。在相应位置的法向创建一个直径为50 mm的刚性圆盘,并释放法向自由度,刚性圆盘与内饰板之间创建面对面摩擦接触,切向接触系数为0.2,法向接触属性为硬连接,分别在刚性圆盘上施加相应的载荷,以此进行刚度属性准静态仿真分析。



图6 车门内饰板四个典型接触区域

根据实际工程规范和标准,不同接触区域的载荷不同,高频接触区域的载荷为120 N,中频接触区域的载荷为50 N,低频接触区域的载荷为30 N。在中饰板的刚性圆盘上加载120 N,得到车门内饰板区域1的变形图,如图7所示。由图7可知,车门内饰板最大变形为4.868 mm,小于设计值(6 mm)。

在连接饰板的刚性圆盘上加载30 N,得到车门内饰板区域2的变形云图,如图8所示。由图8可知,车门内饰板最大变形为0.483 7 mm,小于要求值(1.0 mm)。

在扶手饰板的刚性圆盘上加载50 N,得到车门

内饰板区域3的变形图,如图9所示。由图9可知,车门内饰板最大变形为0.550 6 mm,小于目标值(1.0 mm)。

在下饰板的刚性圆盘上加载120 N,得到车门内饰板区域4的变形图,如图10所示。由图10可

知,车门内饰板最大变形为10.03 mm,小于规范值(15 mm)。

综上所述,车门内饰板的高频接触区域在各个工况下的变形均小于实际工程要求值,符合刚度属性目标,能够满足实际使用要求。

3 车门内饰板强度属性

车辆在颠簸路面和共振路面行驶时,车门将受到各个不同方向的振动激励,因此内饰板的强度属性至关重要,直接影响其可靠性和安全性。通过参考基础车型采集的时域信号可知,车门在路面行驶时X,Y和Z方向的最大振动激励分别为1.2,1.5 g和2.0 g。采用Abaqus软件^[10]将车门内饰板安装点定义为激励源,分别设置X,Y和Z方向的激励为1.2,1.5 g和2.0 g,阻尼系数为0.05,对车门内饰板进行频率响应振动强度属性仿真,由此得到车门内饰板的位移云图和应力云图。

图11为车门内饰板位移云图。由图11可知,车门内饰板在恶劣工况下的变形最大达到了4.567 mm,位于下饰板薄弱区域,与实际变形位置相符。图12为车门内饰板应力云图,由图12可知,车门内

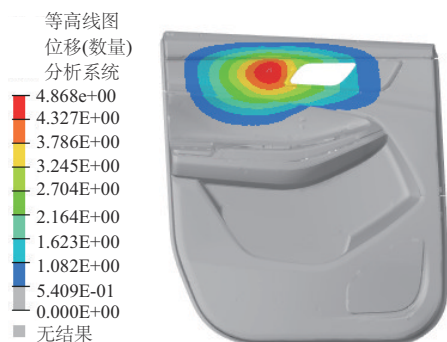


图7 车门内饰板区域1的变形云图

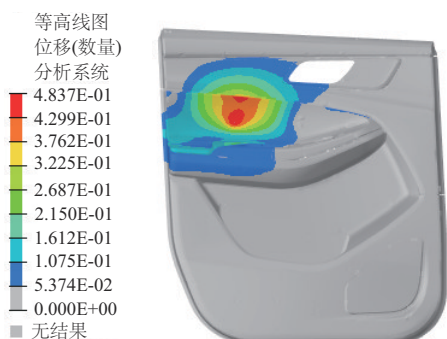


图8 车门内饰板区域2的变形云图

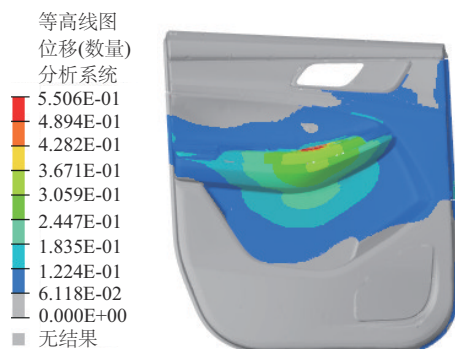


图9 车门内饰区域3的变形云图

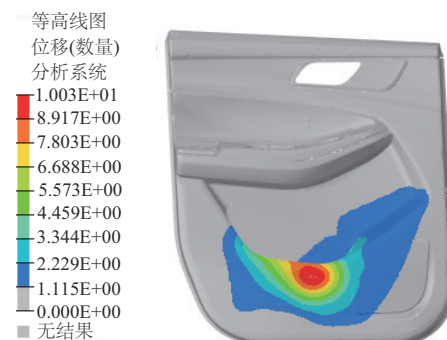


图10 车门内饰板区域4的变形云图

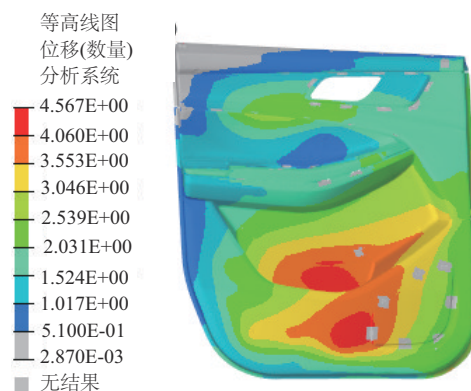


图11 车门内饰板位移云图

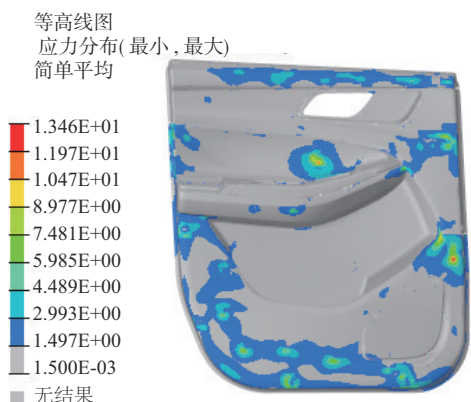


图12 车门内饰板应力云图

饰板在激励振动下的应力峰值达到了 13.46 MPa, 位于前端安装座处, 低于材料屈服值, 其安全系数达到了 1.48, 因此车门内饰板具有良好的强度属性和疲劳耐久可靠性, 能够保证其在恶劣工况下的使用稳定性和安全性。

4 车门内饰板结构参数协同优化

4.1 优化流程

通过车门内饰板的模态属性、刚度属性和强度属性仿真可知, 其静动态多属性都达到了设计标准, 并且还有一定的富余量。车门内饰板的轻量化有助于降低内饰系统的质量, 从而达到降低成本和提升燃油经济性的目的。

将车门内饰板有限元网格模型中各个部件的厚度($T_1 \sim T_7$)进行参数化处理, 并作为设计变量, 如图 2 所示。采用 Isight 软件^[11-13]集成加载车门内饰板有限元模型, 并定义各个设计变量, 作为输入参数。再分别集成内饰板的模态属性仿真、刚度属性仿真和强度属性仿真, 并将各个属性的结果作为输出参数。将车门内饰板的重量最轻作为目标函数, 设置其约束条件: 第一阶频率大于 50 Hz、区域 4 的刚度变形小于 15 mm、振动强度最大应力小于 20 MPa。采用第二代非劣排序遗传算法^[14-16]对车门内饰板的结构参数进行多属性多学科协同优化迭代, 整个优化流程如图 13 所示。

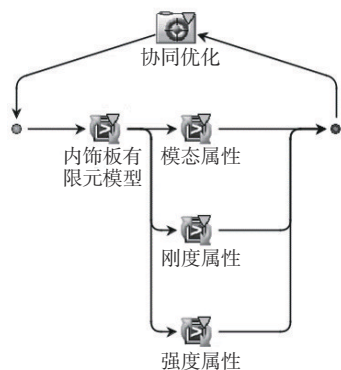


图 13 Isight协同优化流程

4.2 优化结果

表 1 为内饰板结构参数优化前后对比。由表 1 可知, 通过协同优化后车门内饰板的厚度都相应地变薄了, 其中上饰板厚度最优为 2.5 mm, 中饰板厚度最优为 2.2 mm, 连接饰板厚度最优为 2.6 mm, 扶手饰板厚度最优为 2.3 mm, 内侧饰板厚度最优为 2.0 mm, 下饰板厚度最优为 2.6 mm, 拉手饰板厚度最优为 2.1 mm。并且优化之后车门内饰板的质量

为 2.8 kg, 达到了减重 12.5% 的良好效果。

表 1 内饰板结构参数优化前后对比 mm

项目	优化前	优化后
T_1	3.0	2.5
T_2	2.5	2.2
T_3	3.0	2.6
T_4	2.5	2.3
T_5	2.5	2.0
T_6	3.0	2.6
T_7	2.5	2.1

基于车门内饰板各个部件厚度的最优值, 采用同样的方法重新进行静动态多属性仿真, 如图 14 所示, 为优化后车门内饰板第一阶动态阵型。优化后其第一阶动态阵型表征为下端凹陷, 与优化之前基本一致, 没有发生突变, 最大相对振幅为 1.827 mm。优化后其第一阶固有频率为 51.2 Hz, 与激振频率不会发生耦合振动, 符合动态属性设计标准。

图 15 为优化后车门内饰板区域 4 的变形云图。由图 15 可见, 优化后内饰板的最大变形为 14.04 mm, 小于设计要求值, 满足刚度属性要求。

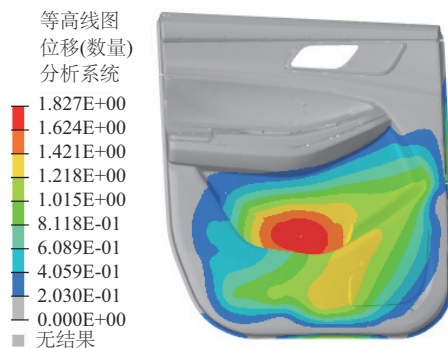


图 14 优化后车门内饰板第一阶动态阵型

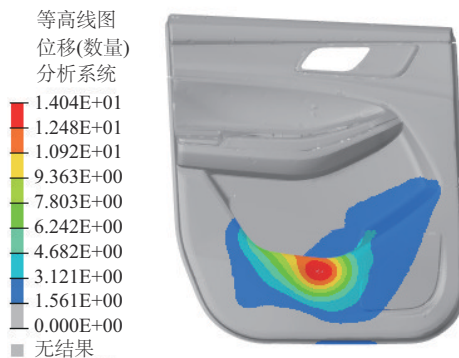


图 15 优化后车门内饰板区域 4 的变形云图

图 16 为优化后车门内饰板应力云图。由图 16 可见, 优化后其最大振动强度为 18.51 MPa, 也小于材料屈服值, 同样符合强度属性要求。

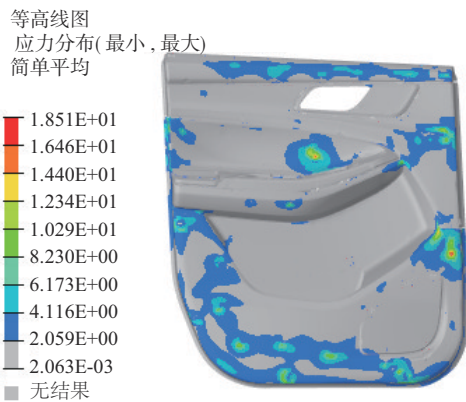


图16 优化后车门内饰板应力云图

5 实车验证

为了验证车门内饰板在实际整车状态下的可靠性,基于优化后的结构参数制造生产样件,并根据实际位置将其安装在试验车的车门上,如图17所示。根据整车道路试验规范标准,在不同的路况下以对应的车速进行实车验证,试验道路主要包括共振路、搓板路、比利时路和越野路等,试验总里程为50 000 km。试验过程中,内饰板没有发生振动和异响,试验结束后,检查内饰板也未发生开裂现象。由此可知,该系统分析及优化方法具有较高的准确度和可靠性,具有重要的实际工程应用意义。



图17 车门内饰板实车状态

6 结论

(1)通过对车门内饰板进行几何前处理,并建立有限元模型,约束安装点所有自由度,基于Lanczos方法得到其前三阶频率为53.1,66.8 Hz和85.4 Hz,与其激励频率范围不重叠,不会产生共振和异响,符合模态属性要求。

(2)在车门内饰板上选取四个高频接触区域,然后施加对应的力,基于刚度属性仿真得到各个位置的变形值,其中最大变形为10.03 mm,满足刚度属性要求。

(3)基于振动激励对车门内饰板进行频率响应振动仿真,得到其最大振动强度为13.46 MPa,低于

材料屈服值,符合强度属性要求,能够有效避免发生疲劳开裂。

(4)基于集成多属性多目标方法对车门内饰板的结构参数进行优化设计,得到了其各个部件最优的厚度值,车门内饰板达到了减重12.5%的良好效果,并且通过了实际生产和路试验证。

参考文献

- [1] 吴琳. 汽车门内饰板设计及有限元分析[J]. 汽车实用技术, 2023, 48(1):82-84.
Wu Lin. Design discussion and finite element analysis of door interior panel[J]. Automobile Technology, 2023, 48(1):82-84.
- [2] 岳凯. 车模内饰板静压测试及仿真分析[D]. 广州: 华南理工大学, 2017.
Yue Kai. Static compression test and simulation analysis on door trim panel[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2017.
- [3] 钟志强. 基于Nastran的某商用车内饰仪表板性能研究[J]. 汽车实用技术, 2020, 45(20):64-66.
Zhong Zhiqiang. Research on the performance of a commercial vehicle interior dashboard with Nastran[J]. Automobile Technology, 2020, 45(20):64-66.
- [4] 何睿. 汽车副仪表板静态性能分析与优化设计[J]. 塑料工业, 2021, 49(6):78-83.
He Rui. Static and dynamic performance analysis and optimal design of a automotive console[J]. China Plastics Industry, 2021, 49(6):78-83.
- [5] 黄海彬. 基于有限元技术的仪表板综合特性评估及结构轻量化[J]. 工程塑料与应用, 2021, 49(8):123-128.
Huang Haibin. Comprehensive characteristic evaluation and structure lightweight of dashboard based on finite element technology[J]. Engineering Plastics Application, 2021, 49(8):123-128.
- [6] 黄飞腾. 基于模态频率响应的前保险杠振动分析及优化设计[J]. 塑料工业, 2021, 49(12):91-95.
Huang Feiteng. Vibration analysis and optimization design of a front bumper based on modal frequency response[J]. China Plastics Industry, 2021, 49(12):91-95.
- [7] 戢健, 周鹏, 王恒, 等. 基于DFMEA的汽车拖车钩盖板设计[J]. 现代塑料加工应用, 2020, 32(5):52-55.
Ji Jian, Zhou Peng, Wang Heng, et al. Design of car towing cover based on DFMEA[J]. Modern Plastics Processing and Applications, 2020, 32(5):52-55.
- [8] 李垚坤, 余万铨, 贺东方, 等. 纯电动汽车电池箱体结构分析与轻量化设计[J]. 塑料工业, 2020, 48(8):91-85.
Li Yaokun, Yu Wanquan, He Dongfang, et al. Structural analysis and lightweight design of battery box for pure electric vehicles[J]. China Plastics Industry, 2020, 48(8):91-85.
- [9] 姜丽红, 吴庆捷. 某前副车架性能分析与轻量化设计[J]. 机械强度, 2020, 42(6):1 503-1 508.
Jiang Lihong, Wu Qingjie. Performance analysis and lightweight

(下转第99页)