

doi:10.3969/j.issn.1001-3539.2025.04.010

某越野车塑料休息踏板振动问题的分析及优化

涂晴, 邓磊, 申一方

(江铃汽车股份有限公司, 南昌 330200)

摘要: 针对某越野车扬声器中度音量以上会引发驾驶员左侧脚塑料休息踏板振动发麻的问题展开了分析与优化研究。首先在踏板上布置振动加速度传感器, 得到振动测试曲线, 识别出主要问题频率为 250 Hz 和 320 Hz, 对踏板振动传递路径进行了机理分析, 分别对 A 柱下外饰板和车身地板进行诊断排查分析, 结果显示两者均不是主要振动传递路径。然后对塑料踏板进行模态测试分析, 模态综合频响曲线显示塑料踏板在 251.6 Hz 和 319.1 Hz 存在明显的峰值, 与问题频率一致, 综合分析测试结果可知踏板本身结构弱、振动灵敏度大是主要原因。再建立内饰车身有限元模型, 对其进行模态分析, 分析结果与测试结果对比误差均在 5% 以内, 同时建立扬声器到塑料踏板的振动传递函数分析工况, 发现仿真与测试结果趋势一致。最后以踏板振动传递函数为目标进行拓扑优化, 发现优化后的踏板振动传递灵敏度减小明显。制作样件进行实车验证, 结果表明通过减小踏板振动传递函数灵敏度显著改善了踏板振动问题, 该研究方法为其他同类型问题优化提供了参考。

关键词: 塑料休息踏板; 振动优化; 振动传递函数; 模态分析; 拓扑优化

中图分类号: TQ325 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3539(2025)04-0069-07

Analysis and optimization of vibration problem of plastic rest pedal of an off-road vehicle

TU Qing, DENG Lei, SHEN Yifang

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

Abstract : Aiming at the problem that the moderate volume of the speaker of an off-road vehicle will cause the vibration and numbness of the driver's left foot plastic rest pedal, the analysis and optimization research were carried out. Firstly, vibration acceleration sensors were placed on the plastic pedal to obtain vibration test curves. The primary problem frequencies of 250 Hz and 320 Hz were identified. The vibration transmission paths of the pedal were analyzed, and both the exterior panel beneath the A-pillar and the vehicle floor were inspected. The analysis results show that neither of these are the main vibration transmission paths. Next, modal testing and analysis were conducted on the plastic rest pedal. The modal frequency response curve revealed significant peaks at 251.6 Hz and 319.1 Hz, which coincided with the problem frequencies. The comprehensive test analysis results indicate that the primary cause of the issue is the pedal's weak structure and high vibration sensitivity. Then the finite element model of the interior body was established and the modal analysis is carried out. The error between the analysis results and the test results is within 5%. At the same time, the vibration transfer function from the speaker to the plastic pedal was established to analyze the working conditions. The simulation results are consistent with the test results. Finally, topological optimization was performed with the pedal's vibration transfer function as the target. The optimized pedal vibration showed the significant reduction in vibration transfer sensitivity. Prototype parts were fabricated for real vehicle testing, and the results demonstrate that reducing the sensitivity of the pedal vibration transfer function significantly improves the vibration issue. This research method provides reference for optimizing similar issues in other vehicles.

Keywords : plastic rest pedal ; vibration optimization ; vibration transfer function ; modal analysis ; topology optimization

随着汽车工业的快速发展和人们生活水平的不断提高, 噪声、振动和声振粗糙度(NVH)对汽车性

能越来越重要^[1], NVH性能是衡量汽车制造水平的重要指标, 良好的NVH性能有助于提升品牌形象和

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFB2503505)

通信作者: 邓磊, 硕士, 高级工程师, 研究方向为汽车仿真和噪声与振动控制

收稿日期: 2025-01-21

引用格式: 涂晴, 邓磊, 申一方. 某越野车塑料休息踏板振动问题的分析及优化[J]. 工程塑料应用, 2025, 53(4): 69-75.

TU Qing, DENG Lei, SHEN Yifang. Analysis and optimization of vibration problem of plastic rest pedal of an off-road vehicle[J]. Engineering Plastics Application, 2025, 53(4): 69-75.

产品竞争力。车辆振动会降低车内驾乘人员的舒适性,过度振动还会危害身体健康。

车辆产生的振动源多,从振动源到驾乘人员感知到的振动接受体(如方向盘、座椅、踏板)传递路径多,导致整车振动产生的因素多种多样。试验测试和有限元相结合,运用振动传递函数、拓扑优化及形貌优化等方法成为快速核查并解决振动问题的有效手段。郑国龙等^[2]针对加速踏板、制动踏板的抖动问题,通过采用CAE方法快速诊断问题,提出了有效的方案,通过对前围板结构优化并经过试验快速验证,成功解决了抖动问题。杨保海等^[3]针对喇叭工作时车内振动的问题,将有限元和试验方法相结合建立了喇叭的双质量振动模型,对喇叭支架进行优化设计,实车验证了方案的有效。张友国等^[4]通过采用拓扑优化技术对电控盖板进行加强筋优化设计,使其模态频率和刚度得到有效提升,改善了盖板共振和受迫振动。李华清等^[5]基于振动传递函数分析工况应用形貌优化方法对地板加强筋进行合理布置提高地板局部刚度,最后通过振动传递函数实车测试验证了该方法的有效性,降低了车辆抖动风险。

上述研究主要是通过对模态、刚度性能进行优化从而改善振动,而传递函数响应控制是路径控制的重要指标之一,少有研究通过优化结构拓扑实现结构优化解控制振动传递函数响应来解决振动问题。笔者针对某越野车在扬声器工作时左侧脚塑料休息踏板在200~400 Hz频段内振动发麻进行了分析与优化,确定了振动原因为踏板本身结构弱、振动灵敏度大。通过基于振动传递函数性能运用拓扑优化技术对踏板结构优化设计,最后通过主观评价和客观测试数据验证了该分析方法的准确性和可行性,成功解决了塑料踏板振动发麻问题。

1 问题描述

某越野车设计开发样车阶段,主观驾评发现扬声器工作时,当发声音量达到中度以上时,驾驶员左侧脚塑料休息踏板有振动发麻感,主观不可接受,根据汽车行业车辆性能主观评分表1,踏板振动问题的评分为5分。

为确定塑料休息踏板振动问题频率和振动幅值大小,在该踏板布置三向加速度振动传感器,用LMS Test Lab软件^[6-7]采集扬声器工作时塑料踏板的振动数据,踏板测试结果如图1所示。由图1可见,

表 1 车辆性能主观评价表

Tab. 1 Subjective evaluation table of vehicle performance			
Mark	Evaluate	Category	Evaluator
1	Extremely poor	Unacceptable	All user complaints
2	Poor		
3	Relatively poor		
4	Slightly inferior		
5	Reluctantly accept	Conditional Acceptance	Complaints from ordinary users
6	Accept	Acceptable	Complaints from picky users
7	Relatively good		Complaints from evaluators
8	Good		
9	Fine		
10	Perfect		No complaints

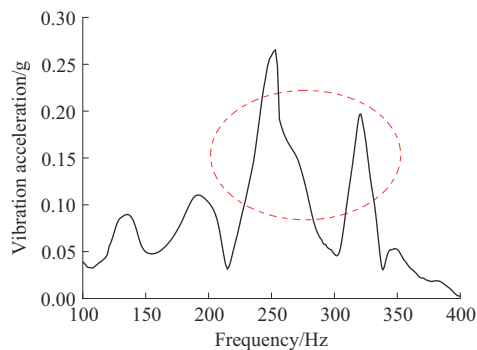


图1 塑料休息踏板振动曲线

Fig. 1 Vibration curve of plastic rest pedal

踏板振动曲线显示在250 Hz和320 Hz振动峰值较大。综上主观评价和客观测试数据,确认了塑料踏板振动发麻问题频率主要为250 Hz和320 Hz。

2 问题分析

塑料休息踏板通过两个螺栓与地板钣金连接,侧边通过6个卡扣与A柱下外饰板连接,而扬声器盖板与A柱下外饰板相连,结构示意图如图2所示。扬声器工作时,扬声器的激励主要通过A柱下外饰板和车身地板传递至塑料休息踏板。NVH问题常采用“源头-传递路径-响应”的分析理论^[8],踏板振动的传递路径如图3所示。为寻找出踏板振动主要贡献因子,基于踏板振动传递路径进行排查诊断。

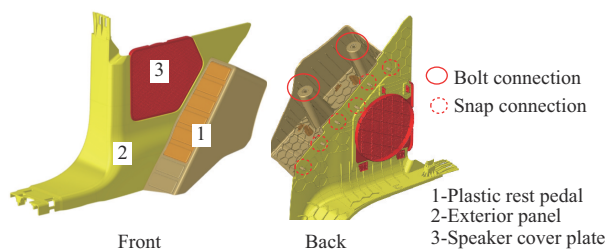


图2 踏板结构示意图

Fig. 2 Pedal structure diagram

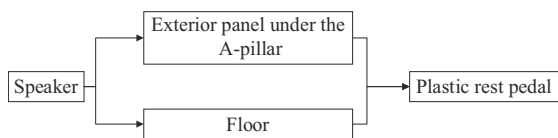


图3 踏板振动传递路径

Fig. 3 Pedal vibration transmission path

2.1 A柱下外饰板对踏板振动的影响

图4为拆除的A柱下外饰板和音响盖板,如图4所示,拆除后主观感受踏板振动无改善,客观测试数据在200~400 Hz频段内振动峰值有轻微恶化,如图5拆除前后振动数据所示。由此说明外饰板和音响盖板不是该问题的主要传递路径。

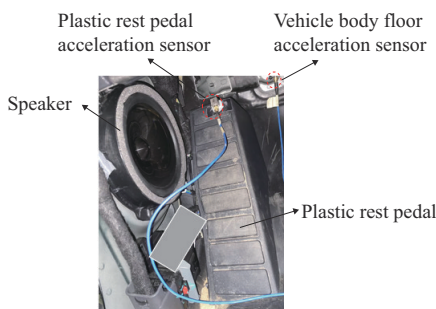


图4 拆除外饰板和音响盖板

Fig. 4 Remove exterior trim and audio cover

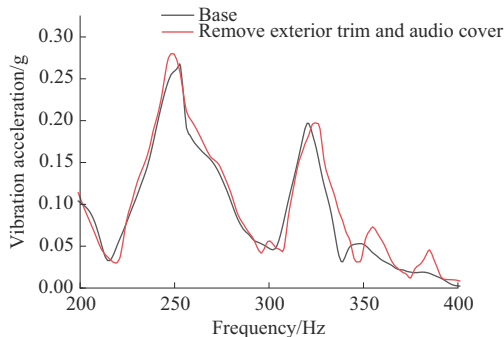


图5 拆除前后踏板的振动频率

Fig. 5 Vibration frequency of pedals before and after removal

2.2 地板钣金振动

在地板钣金上布置三向加速度振动传感器,如图4踏板和钣金加速度传感器布置示意图。客观测试数据显示,在200~400 Hz频段内,踏板振动明显比地板钣金振动大,根据图6踏板与地板钣金振动对比结果,可判定车身地板不是该问题的主要传递路径。

2.3 塑料踏板模态测试分析

应用LMS Test. Lab软件中的模态测试模块对踏板进行模态测试,基于力锤击法采用带有传感器的锤子敲击被测结构,同时用传感器测量结构响应,通过对力信号和响应信号进行分析获取模态参

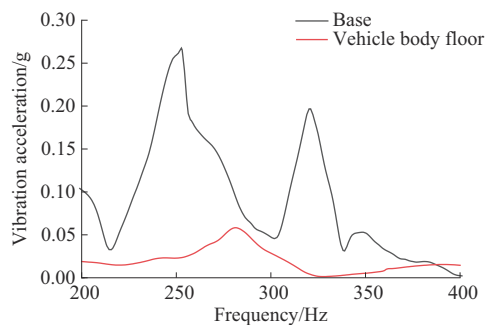


图6 踏板与地板振动对比

Fig. 6 Comparison of vibration between pedal and floor

数,最终得到踏板的模态综合频响曲线如图7所示,结果显示,在200~400 Hz频段内,塑料踏板存在两个模态,频率分别为251.6 Hz和319.1 Hz,与踏板振动问题频率一致,模态测试阵型如图8所示。

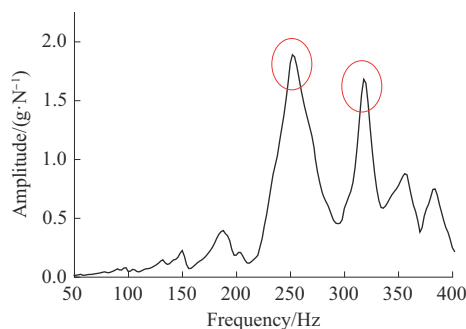


图7 踏板模态综合频响结果

Fig. 7 Combined frequency response results of modal for pedal

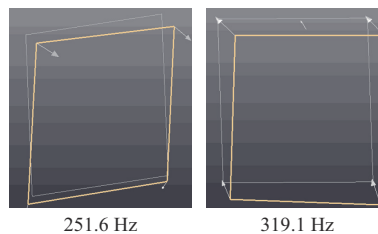


图8 模态测试阵型结果

Fig. 8 Modal test formation results

综合上述问题分析结果可知,扬声器安装位置靠近塑料休息踏板,由于踏板本身结构比较弱、振动灵敏度大,扬声器激励传至踏板导致踏板产生振动发麻。

3 优化方案研究

对休息踏板振动问题进行优化,建立内饰车身(TB)有限元模型,将几何数据导入Hypermesh前处理软件^[9]中进行网格离散化,对结果无影响的局部结构进行适当简化、清理,删除,薄壁件采用PSHELL单元,非薄壁件采用PSOLID单元。点焊和胶分别采用acm和adhesive单元模拟,螺栓连接

采用 Bar 单元模拟。扬声器质量 0.77 kg, 采用 CONM2 单元模拟, Rbe3 连接, 塑料休息踏板和 A 柱下外饰板材料牌号均为聚丙烯, 其弹性模量为 925 MPa, 泊松比为 0.4, 密度为 0.91 g/cm³。踏板通过螺栓与地板连接, 通过卡扣与 A 柱下外饰板连接, 建立完成的内饰车身体有限元如图 9 所示。

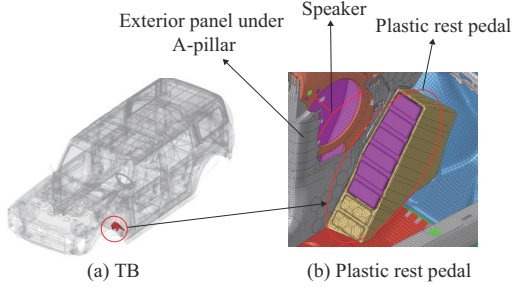


图 9 内饰车身体有限元模型

Fig. 9 Interior body finite element model

3.1 休息踏板模态仿真分析

对建立的内饰车身模型基于 Optistruct 求解器^[10]设置模态分析工况, 模型边界不约束处理, 频率范围设置 0~400 Hz, 进行自由模态分析^[11-12]。提取 200~400 Hz 踏板的模态频率及阵型, 分别为 257.8 Hz 和 311.2 Hz, 两阶动态阵型表现为踏板正面凸起, 模态位移云图如图 10 所示。

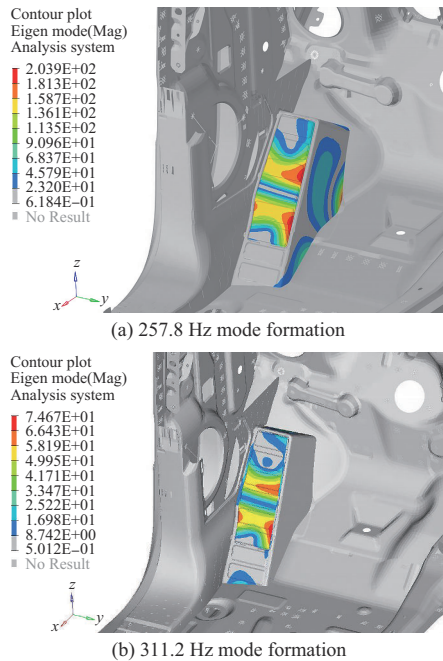


图 10 踏板模态阵型

Fig. 10 Pedal mode formation

将模态仿真与测试结果进行对比验证模型的精确度, 对比结果见表 2, 误差均在 5% 以内, 误差在实际工程允许范围内。

表 2 仿真结果与测试结果对比

Tab. 2 Comparison between simulation results and test results

Order	Simulation	Test	Gap/%
First order formation/Hz	257.8	251.6	2.46%
Second order formation/Hz	311.2	319.1	-2.47%

3.2 休息踏板振动传递函数分析

振动传递函数(VTF)是系统输入(激励力)与输出(振动响应)之间的关系, 反映了振动的敏感程度。系统振动方程式见式(1)^[13-14]。

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

式中: M , C , K 分别表示质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; x , $\dot{x}$, $\ddot{x}$ 分别表示位移向量、速度向量和加速度向量; $f(t)$ 为外力。

对运动方程进行拉普拉斯变换, 同时假设初始条件为零 [$x(0) = 0, \dot{x}(0) = 0$], 得到式(2)。

$$(Ms^2 + Cs + K)X(s) = F(s) \quad (2)$$

式中: s 为拉普拉斯变换因子; 式(2)可写为 $Z(s)X(s) = F(s)$, $Z(s)$ 为动刚度矩阵, 其倒数称为机械导纳, 也称为传递函数 $H(s)$; $X(s)$ 为结构的响应; $F(s)$ 为结构的激励向量。

由式(2)可得到传递函数式(3)。

$$H(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{Ms^2 + Cs + K} \quad (3)$$

式中: $H(s)$ 为传递函数。

用 ω 代替 s , 对方程进行傅里叶变换, 最终得到式(4)。

$$X(\omega) = H(\omega)F(\omega) \quad (4)$$

式中: $H(\omega)$ 表示频率响应函数; $X(\omega)$ 表示振动响应; $F(\omega)$ 表示激励力。

对建立的内饰车身模型进行振动传递函数性能分析, 扬声器附近钣金点设置为激励点, 施加 Z 向单位动载荷; 塑料踏板定义为响应点, 振动传递函数激励点和响应点示意图如图 11 所示。

基于 Optistruct 设置振动传递函数分析工况并进行计算, 分析频域为 100~400 Hz, 得到踏板振动

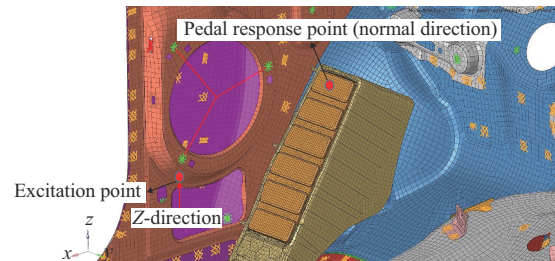


图 11 振动传递函数激励点和响应点示意图

Fig. 11 Vibration transfer function excitation and response points

传递函数如图12所示,横坐标表示频率,纵坐标表示塑料踏板法向振动幅值。从振动传递函数分析结果可知,在200~400 Hz频段内,258.5 Hz和311.8 Hz振动幅值较大,与问题频率吻合。

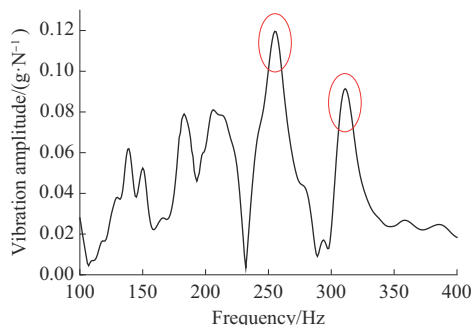


图12 踏板振动传递函数结果

Fig. 12 Transfer function results of pedal vibration

3.3 有限元模型精度验证

为进一步验证建立的有限元模型及分析结果的准确性和有效性,对踏板进行振动传递函数试验测试,并与仿真结果进行对比。

采用锤击法,运用力锤敲击扬声器旁边钣金点,测试休息踏板法向振动响应,敲击点和测量点与仿真边界保持一致,三向加速度传感器采集塑料休息踏板法向振动响应。将采集得到的振动响应信号传入LMS Test. Lab软件中进行处理。仿真计算与试验测试数据结果对比如图13所示,100~400 Hz频段内振动传递函数曲线整体趋势和峰值频率基本一致。问题频率仿真峰值点分别为(258 Hz, 0.119 g/N)和(311 Hz, 0.091 g/N),实车测试峰值点分别为(251 Hz, 0.135 g/N)和(319 Hz, 0.112 g/N)。相比于实车测试数据,仿真计算频率误差在5%以内,由于材料阻尼值缺乏实测参数仿真采用是经验值,会导致仿真与实测结果存在误差,振动幅值误差在20%以内,但仿真响应曲线趋势一致,误差对解决问题不会产生影响。

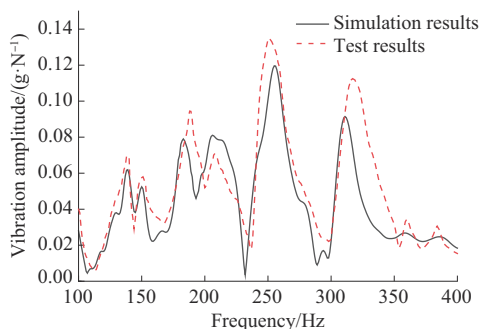


图13 振动传递函数测试与仿真对比

Fig. 13 Comparison of vibration transfer function test and simulation

综上仿真与测试对比结果,验证了建立的有限元模型是正确的,分析结果是可信的。振动传递函数分析结果与踏板振动问题频率一致,可通过加强塑料踏板结构以减小踏板的振动传递函数灵敏度来降低踏板振动幅值,后续优化方案研究采用建立的基础模型基于振动传递函数分析工况对踏板振动问题进行优化。

3.4 踏板拓扑优化设计

拓扑优化是一种在给定设计空间、载荷、边界条件等前提下,基于变分原理和数值计算方法将结构拓扑优化问题转化为数学规划问题,通过迭代计算寻找材料的最佳分布。运用拓扑优化方法对塑料踏板进行加强筋数量、布置位置等结构参数进行优化设计,在质量最小化的前提下,踏板振动传递函数性能最优。SIMP变密度法^[15]是将材料密度作为设计变量,假设材料的物理和力学性能与密度呈某种函数关系,将离散问题转变为0~1之间的连续问题,通过引用惩罚因子对密度和弹性模量两者的关系进行控制,通过建立结构材料密度与结构性能关系,构建优化模型,既可用于各向同性材料又可用于各向异性材料,具有计算效率高、收敛性快等特点。材料的弹性模量 $E(\rho)$ 与密度 ρ 之间的关系表达式为式(5)。

$$\begin{aligned} E(\rho) &= \rho^P E \\ 0 < \rho_{\min} &\leq \rho \leq 1 \end{aligned} \quad (5)$$

式中: E 和 P 分别表示弹性模量和惩罚因子, $\rho_{\min}$ 和 ρ 分别表示材料最小密度值和材料密度。

用3D实体单元对踏板背面进行空间填充,网格基本大小4 mm,将填充区域作为设计变量,如图14红色区域所示。该次拓扑优化采用SIMP变密度法,在Optistruct优化模块^[16]中以体积为约束,振动传递函数曲线在200~400 Hz频段内峰值最大值最小化为目标,最大程度减小踏板振动传递函数灵敏度,对踏板加强筋数量、布置位置等参数进行最佳设计,建立踏板拓扑优化的数学模型,见式(6)。

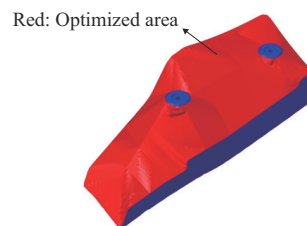


图14 踏板设计区域模型

Fig. 14 Pedal design area model

$$\begin{cases} \text{Find } x = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T \\ \text{Obj. minmax VTF} \\ \text{s. t. } V = \sum_{i=1}^n x_i v_i \leq 0.2 V_0 \end{cases} \quad (6)$$

式中: x_n 表示第 n 个单元的相对密度; V 表示优化后体积, V_0 表示初始体积; v_i 表示划分的第 i 个单元体积, VTF 表示振动传递函数。

经过 80 次迭代完成, 迭代结果见图 15 所示。基于图 15 中的加强筋数量和布置, 并结合制造、冲压等工艺要求, 塑料踏板反面结构进行加强筋优化设计, 筋的高度 35 mm、厚度 2.5 mm, 优化后的结构如图 16 所示。

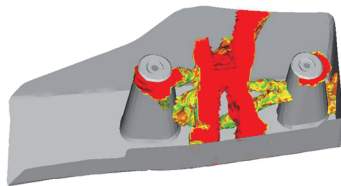
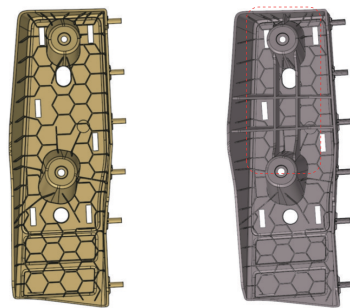


图 15 拓扑优化结果

Fig. 15 Topology optimization results



(a) Before optimization (b) After optimization

图 16 重构结构

Fig. 16 Reconstructed structure

加强后的踏板结构重新进行有限元建模, 对其进行振动传递函数性能验证, 优化前后振动传递函数结果如图 17 所示, 由图 17 可见, 在 200~400 Hz 频段内优化后的休息踏板振动均在 0.05 g 以下, 振动

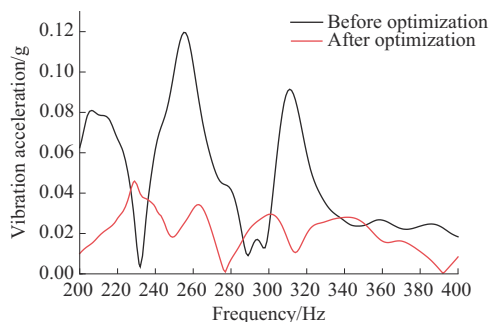


图 17 优化前后踏板振动传递函数对比

Fig. 17 Comparison of vibration transfer function before and after optimization

峰值降低了 60% 左右, 优化效果明显。

4 优化方案验证

为了验证踏板结构优化效果的有效性和准确性, 基于优化后的几何数据制作踏板样件, 将样件装在实车上进行验证, 播放广播并将扬声器音量调到中度以上, 将三向加速度传感器布置塑料踏板上, 采集振动响应数据, 优化方案结果如图 18 所示, 优化后踏板的振动幅值相对优化前振动幅值明显降低, 试验过程中驾驶员感觉到塑料休息踏板振动发麻感明显改善, 主观评价可接受。据主观评价和客观测试数据表明, 通过降低塑料踏板振动传递函数灵敏度成功解决了该踏板振动发麻问题, 由此证明了该技术方法具有较高的准确度和稳健性, 对同类型工程问题的优化和控制提供了参考和借鉴。

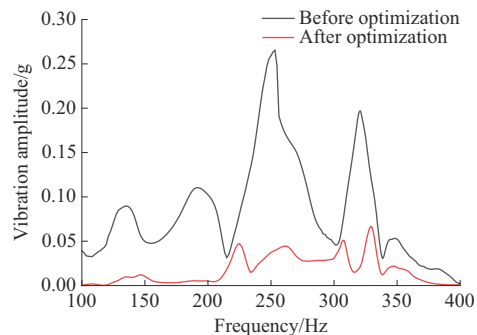


图 18 优化方案效果验证

Fig. 18 Effect verification of optimization scheme

5 结论

对某越野车播放广播时扬声器中度音量以上塑料休息踏板振动发麻问题开展了分析及优化研究, 主要结论如下。

(1) 通过在塑料休息踏板上布置振动加速度传感器采集振动实测数据, 识别了踏板振动发麻的问题频率主要为 250 Hz 和 320 Hz。

(2) 运用“源-路径-响应”分析手段对可能存在原因进行实验诊断及排查, 通过对车身地板、A 柱外饰板及踏板模态试验分析, 最后确认了踏板本身结构比较弱、振动灵敏度较高是引起塑料踏板振动发麻的主要原因。

(3) 建立内饰车身有限元模型进行踏板模态和振动传递函数分析, 并将其与试验测试结果对比, 通过对比分析提出通过减小振动传递函数灵敏度来改善踏板振动。采用拓扑优化方法对踏板反面进行加强筋数量和布置位置优化设计, 优化方案振动传递函数振动峰值降低了 60% 左右。

(4)制作优化方案样件安装在实车上,塑料休息踏板客观测试数据显示在200~400 Hz频段内振动峰值降低明显,驾驶员主观评价振动可接受,成功解决了踏板振动发麻问题,提升了车辆NVH水平。

参考文献

- [1] 刘钢,王圣波,臧泽楠,等.某乘用车加速车内轰鸣声的测试诊断与降噪整改[J].机械强度,2021,43(6):1 479-1 484.
LIU Gang, WANG Shengbo, ZANG Zenan, et al. Test diagnosis and noise reduction rectification of accelerating vehicle interior booming noise of a passenger car[J]. Journal of Mechanical Strength, 2021, 43(6):1 479-1 484.
- [2] 郑国龙,曲长文,刘杰,等.某车型加速、制动踏板异常抖动问题的研究与优化[J].控制工程,2023,30(9):1 751-1 758.
ZHENG Guolong, QU Changwen, LIU Jie, et al. Research and optimization on problem of abnormal vibration on the accelerator pedal and brake pedal for a certain model[J]. Control Engineering of China, 2023, 30(9):1 751-1 758.
- [3] 杨保海,闫君杰,王宝,等.基于车内振动控制的汽车喇叭支架的优化[J].兰州理工大学学报,2017,43(2):50-53.
YANG Baohai, YAN Junjie, WANG Bao, et al. Optimization of automobile horn bracket based on vehicular interior vibration control[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2017, 43(2):50-53.
- [4] 张友国,马天才,卢昕夕.新能源汽车电机控制器盖板模态优化与振动噪声[J].振动与冲击,2022,41(14):271-279.
ZHANG Youguo, MA Tiancai, LU Xinxi. Mode optimization of the motor controller cover in a new energy vehicle and its vibration noise analysis[J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41(14): 271-279.
- [5] 李华清,张相坤.内饰车身体板振动性能优化分析[J].噪声与振动控制,2017,37(6):56-60.
LI Huaqing, ZHANG Xiangkun. Vibration performance optimization analysis of trim body floors[J]. Noise and Vibration Control, 2017, 37(6):56-60.
- [6] 江志农,王辰,冯坤.高压往复压缩机管道振动测试分析与应用[J].流体机械,2015,43(12):6-10.
JIANG Zhinong, WANG Chen, FENG Kun. Analysis method and application of vibration measurement for high pressure reciprocating Compressor Pipeline[J]. Fluid Machinery, 2015, 43(12): 6-10.
- [7] 段建瑞,李斌,李帅臻,等.基于LMS Test. Lab的导电橡胶动态特性研究[J].传感器与微系统,2017,36(8):35-38.
DUAN Jianrui, LI Bin, LI Shuaizhen, et al. Research on dynamic characteristics of conductive rubber based on LMS Test. Lab[J]. Transducer and Microsystem Technologies, 2017, 36(8):35-38.
- [8] SOTTEK R, SELLERBECK P, KLEMENZ M. An artificial head which speaks from its ears: Investigations on reciprocal transfer path analysis in vehicles, using a binaural sound source[C]//SAE Technical Paper Series. SAE International, 2003.
- [9] 崔世海,刁硕,李海岩,等.基于轻量化设计的挖掘机驾驶室噪声分析[J].中国工程机械学报,2022,20(1):46-50.
CUI Shihai, DIAO Shuo, LI Haiyan, et al. Noise analysis of excavator cab based on lightweight design[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2022, 20(1):46-50.
- [10] 贾峰,毛虎平,程必良.纯电动汽车电池包箱体结构优化设计[J].中北大学学报(自然科学版),2021,42(6):502-509.
JIA Feng, MAO Huping, CHENG Biliang. Optimization design of battery pack box structure for pure electric vehicles[J]. Journal of North University of China(Natural Science edition), 2021, 42(6): 502-509.
- [11] 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, 99.
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, 99.
- [12] 张玉丽,焦晓龙,邱炜,等.汽车发动机油底壳的模态分析及结构优化[J].塑料工业,2018,46(10):136-139.
ZHANG Yuli, JIAO Xiaolong, QIU Wei, et al. Modal analysis and structural optimization of automobile engine oil sump[J]. China Plastics Industry, 2018, 46(10):136-139.
- [13] 呼华斌,杨晋,田冠男,等.基于传递函数的汽车喇叭支架结构优化[J].计算机辅助工程,2012,21(2):56-58.
HU Huabin, YANG Jin, TIAN Guannan, et al. Structure optimization of automobile horn bracket based on transfer function[J]. Computer Aided Engineering, 2012, 21(2):56-58.
- [14] 陈俊菲,张元标,林聪.随机振动下产品包装系统的传递路径数值仿真与实验研究[J].振动工程学报,2023,36(6):1 633-1 646.
CHEN Junfei, ZHANG Yuanbiao, LIN Cong. Numerical simulation and experimental study of the transfer path of product packaging system under random vibration[J]. Journal of Vibration Engineering, 2023, 36(6):1 633-1 646.
- [15] 于海,杨慧斌,茅健,等.基于SIMP变密度法的结构拓扑优化及应用[J].工程塑料应用,2024,52(10):91-99.
YU Hai, YANG Huibin, MAO Jian, et al. Structural topology optimization based on SIMP variable density method and its application[J]. Engineering Plastics Application, 2024, 52(10):91-99.
- [16] 宋雪梅,罗永俊,张兴琦.基于OptiStruct的制动卡钳拓扑优化设计[J].机械设计,2018,35(增刊1):200-202.
SONG Xuemei, LUO Yongjun, ZHANG Xingqi. Topology optimization design of brake calipers based on OptiStruct[J]. Journal of Machine Design, 2018, 35(Suppl 1):200-202.