

# SVU车内噪声声固耦合分析与优化

杨袁雄

西华大学汽车与交通学院, 四川 成都

收稿日期: 2024年10月15日; 录用日期: 2024年11月14日; 发布日期: 2024年11月26日

## 摘要

为改善SUV的噪声、振动、粗糙度(NVH)性能, 通过Solidworks建立SUV整车结构的声固耦合模型, 采用有限元仿真与试验相结合的方式对车内噪声响应进行模态分析, 将贡献量大的板件进行优化。从计算结果中发现在后三角窗和C柱区域板件、左后侧中部板件以及顶盖板件的振动噪声贡献量很大, 据此确定优化区域以及优化方案。与原始车型相比, 改进后车辆在各车速工况下的舒适性评价指标最大优化比达到了21.11%, 驾驶员右耳处噪声声压级降低的分贝值最大优化比为8.9%, 说明此次优化对于车内噪声声压级起到了很好的抑制效果。

## 关键词

声固耦合, 有限元法, 模态分析, 板块贡献量

# Analysis and Optimization of Acoustic-Structure Interaction of SUV Interior Noise

Yuanxiong Yang

School of Automotive and Transportation, Xihua University, Chengdu Sichuan

Received: Oct. 15<sup>th</sup>, 2024; accepted: Nov. 14<sup>th</sup>, 2024; published: Nov. 26<sup>th</sup>, 2024

## Abstract

In order to improve the noise, vibration and harshness (NVH) performance of SUVs, the acoustic-structure interaction model of the SUV vehicle structure was established through Solidworks, and the modal analysis of the noise response in the vehicle was carried out by combining finite element simulation and experiment, and the plates with large contributions were optimized. From the calculation results, it is found that the vibration and noise contribution of the plate in the rear triangle

window and C-pillar area, the middle plate of the left rear side and the top cover plate is very large, and the optimization area and optimization scheme are determined accordingly. Compared with the original model, the maximum optimization ratio of the comfort evaluation index of the improved vehicle under various speed conditions reached 21.11%, and the maximum optimization ratio of the decibel value of the noise sound pressure level reduction at the driver's right ear was 8.9%, indicating that the optimization had a good suppression effect on the noise sound pressure level in the car.

## Keywords

Acousto-Structure Interaction, Finite Element Method, Modal Analysis, Sector Contribution

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

随着新能源汽车的发展, 汽车的动力性、经济性、安全性等已经作为汽车消费者的基本要求。其中 NVH 性能对车辆舒适性影响至关重要, 并已成为评价一个企业研发和生产水平的重要标志[1]。它反映了消费者对驾驶体验的直观感受, 直接影响产品的竞争力[2]。本文以某国产 SUV 为研究对象, 通过对该车型的车内噪声进行测试分析, 运用有限元方法优化和控制噪声问题。

周龙龙[3]利用有限元法, 建立了白车身结构、车室声腔和声-固耦合的有限元模型, 并使用结构优化有效降低车室内低频噪声。贾尚帅[4]基于某型车 NVH 混合等效模型, 研究追踪了子系统的输入净功率流, 确定客室端部的噪声主要来自内饰地板, 并提出了优化方法。潘坤等[5]基于某卡车的声-固耦合模型, 结合结构模态参与因子, 通过阻尼优化成功降低驾驶室峰值声压。Han 等[6]利用板件贡献度分析具有多个场点和声压峰值特征的内部声场, 评估车身面板的综合声学贡献, 提出了一种系统化的汽车内饰声场细化方法, 降低了车内噪声。Yong 等[7]通过模态分析与客舱的声学结构耦合相结合, 对其室内噪声水平进行了分析, 并根据耦合结果对客舱噪声进行了优化。

## 2. 声固耦合模态理论

为了深入研究车辆内部的噪声问题, 需要探讨噪声的传播和耦合机制, 并运用有限元法构建整车耦合模型。利用声固耦合模态理论, 对整车结构、声学腔体和声固耦合系统进行分析[8]。根据车辆驾驶室的结构特点构成一个封闭的声学空腔, 将其离散后得到有限元模型, 建立声腔离散后的声学有限元方程为:

$$M_S \ddot{u}_S + C_S \dot{u}_S + K_S u_S = F_S + F_a \quad (1)$$

其中:  $M_S$  为结构单元质量矩阵;  $C_S$  为结构单元阻尼矩阵;  $K_S$  为结构单元刚度矩阵;  $u_S$  为结构边界单元节点位移分量矢量;  $F_S$  为结构受到的外界载荷的矢量;  $F_a$  为界面流体压力载荷矢量;  $p$  代表的是声场内单元节点的声压矢量;  $R_a$  为结构-声场单元耦合质量矩阵, 可表示为:

$$F_a = \rho_0 R_a p \quad (2)$$

将式(1)带入到式(2)可得

$$M_S \ddot{u}_S + C_S \dot{u}_S + K_S u_S = F_S + \rho_0 R_a p \quad (3)$$

联立声学 with 结构有限元方程，则耦合系统的方程为：

$$\begin{pmatrix} M_a & \rho R_a^T \\ 0 & M_s \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{p} \\ \ddot{u} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} C_a & 0 \\ 0 & C_s \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{p} \\ \dot{u} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} K_a & 0 \\ -\rho R_a & K_s \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} p \\ u \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ F_s \end{Bmatrix} \quad (4)$$

### 3. 结构与声学模型建立

#### 3.1. 白车身有限元建模

建立 SUV 整车结构的有限元模型，使用 Solidworks 建立该车身模型，这个模型包括车身的各个组成部分，如车顶、车壁、车底等[9]。每个部分都被划分成小单元，每个单元都有一些特定的材料参数和几何形状。这些小单元之间通过节点进行连接，形成一个整体的有限元模型。然后，对模型施加外界激励，添加固定约束，在设置好分析条件之后，对模型进行求解，可以得到车身结构的振动响应。其次，为将已完成的 3D 模型输入到 Ansys 的 Workbench 中，对中间面进行提取，再对模型进行几何清除，最后得到有限元模型，如图 1 所示。



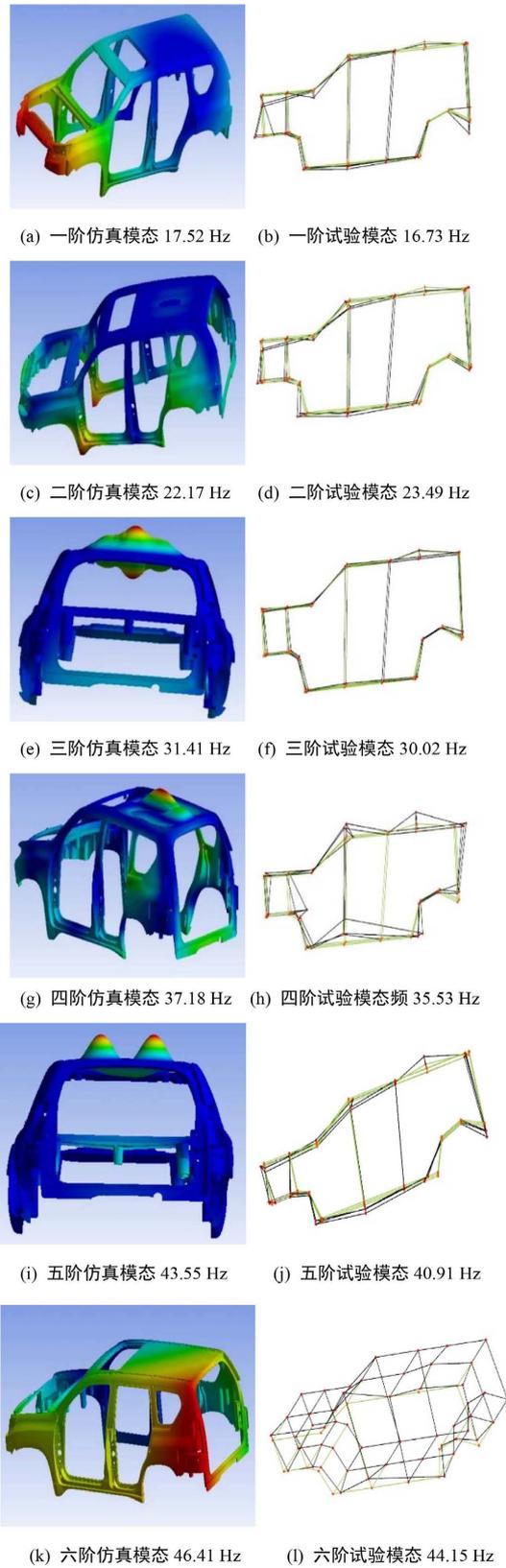
Figure 1. Finite element model  
图 1. 有限元模型

本文采用 ANSYS 机械分析软件对汽车白车身进行了模态分析。由仿真结果得出了车体前六阶的自振频率在 0 Hz 附近，为刚性模态。列举了明显的低阶模态振型，并将其与实际试验模态频率进行了分析对比，具体信息如表 1 所示。根据表 1 可以得知，白车身试验结果与仿真结果的频率相差不超过 10%，在误差允许的范围内，可以证明白车身有限元模型具有可靠性。并且举例表 1 中的白车身结构的某六阶模态仿真与试验频率的对比，如图 2 所示。

Table 1. Description of body-in-white vibration modes

表 1. 白车身振型描述

阶数	试验频率/Hz	仿真频率/Hz	振型描述	误差/%
1	16.73	17.52	前纵梁位置弯曲	4.72
2	23.49	22.17	前车门横向弯曲	5.61
3	30.02	31.41	车顶局部模态	4.83
4	35.53	37.18	车顶一阶呼吸模态	4.64
5	40.91	43.55	车顶二阶呼吸模态	6.45
6	44.15	46.41	三角窗弯曲	5.11



**Figure 2.** Comparison of body-in-white modal shapes  
**图 2.** 白车身模态振型对比

### 3.2. 车室声腔有限元建模

采用 Ansys 中的 ModalAcoustics 模块, 对已有的车体结构进行了有限元建模, 并对其进行了仿真分析。在建立模型时, 将座椅因素纳入其中, 并将边缘单元中的微小零件隐去, 使得模型更具真实感和光滑性[10]。在确定了汽车座舱座椅在整车结构模型中的定位后, 将其划分为单元格。本文以车体结构模型曲面为参照, 兼顾建模精度与计算尺寸, 为保证每个波长能有 6 个单元, 且在试验中得到的声音频率大多为 20~200 Hz, 由声学单元理想尺寸计算公式可以得出本次网格尺寸取 40 毫米。采用这种方法, 可以保证声学模型更接近车身的外形, 从而避免了计算量的指数增长。最终的声腔网格模型如图 3 所示。

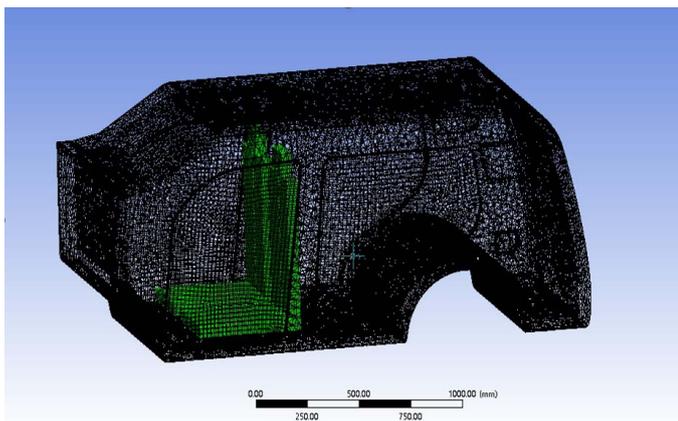
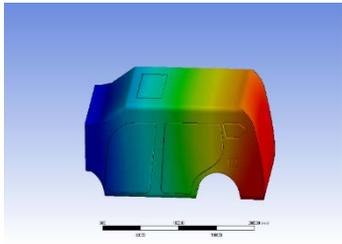
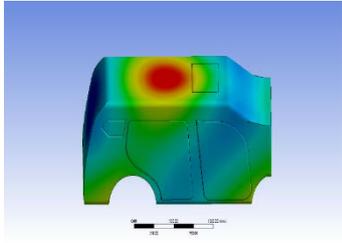


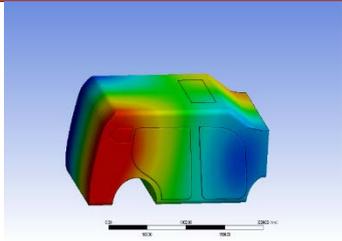
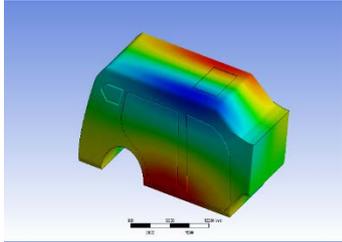
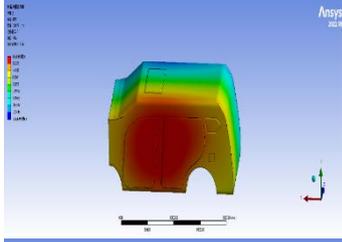
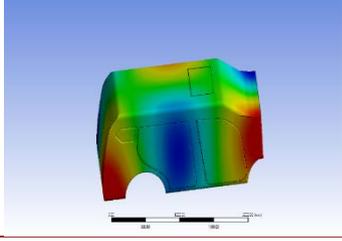
Figure 3. Acoustic cavity mesh model  
图 3. 声腔网格模型

当车内声场模态振型与外部激励频率相近时, 在该频段内极易发生耦合, 从而引发共振。在计算中得到前 40 阶的声腔模态频率, 并将其中六阶声腔模态振型列于表 2。

Table 2. Sixth-order acoustic cavity modal frequency and vibration shape  
表 2. 六阶声腔模态频率及振型

序号	频率/Hz	振型云图
1	21.43	
2	37.24	

续表

3	63.49	
4	74.82	
5	88.37	
6	102.15	

根据上述的声腔模态云图显示,在频率为 37.24 Hz 时,车顶上的声腔振动十分剧烈,极易产生共振,使人耳旁的声压值升高。对频率为 63.49 Hz 的振型进行了分析,发现其右侧中间板及三角窗处有明显的噪声源;而对频率为 74.82 Hz 振型进行的纵、竖向联合模态分析表明,高声压区分别出现在右中、左 B 柱及它们之间的区域;通过对频率为 102.15 Hz 的模态振型进行分析,发现在此频率时,最大声压值出现在车体右侧及右侧后方,并有可能与右前围板及右后车门面板发生耦合,从而产生较强的噪声源。这些板件容易与声腔相互影响,引起强烈的振动,导致车内形成高声压环境。

### 3.3. 声固耦合模型建立

使用 Ansys 软件的 CoupledFieldMode 功能区建立了声 - 固耦合模型。并在建立藕合模型时,充分考虑了结构与声腔之间的相互作用。针对声学网格比结构网格大的特点,提出了一种基于网格映射的方法来进行数据传递,从而使二者相互耦合[11]。在此基础上,对车辆的声学特性进行了分析,并对其进行仿真分析。将耦合模型进行模态的计算,仿真结果如表所示,耦合前后结果相对比可以看出此模型具有较好的一致性,证明该耦合模型可用于后续的仿真试验。

由表 3 可知,声固耦合之后的结构模态和声腔模态相比于耦合之前稍大,但误差不会太大。这主要是由于耦合后的声腔模态远高于结构模态,导致了结构模态频率的增加。这可能归因于耦合后声腔内部变得更加复杂,更容易引起共振,从而促使声腔频率增加。

**Table 3.** Frequency and error before and after acoustic-solid coupling  
**表 3.** 声固耦合前后频率及误差

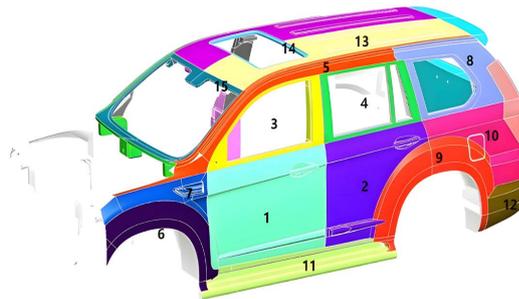
序号	耦合前模态频率/Hz		耦合后模态频率/Hz		误差/%	
	结构	声腔	结构	声腔	结构	声腔
1	16.71	21.43	17.34	24.14	0.63	2.71
2	33.89	37.24	35.41	39.13	1.52	1.89
3	42.97	63.49	44.46	68.55	1.49	5.06
4	55.78	74.82	56.67	78.23	0.89	3.41
5	60.13	88.37	60.96	91.18	0.83	2.81
6	63.54	102.15	64.00	106.57	0.53	4.42

## 4. 车室噪声优化

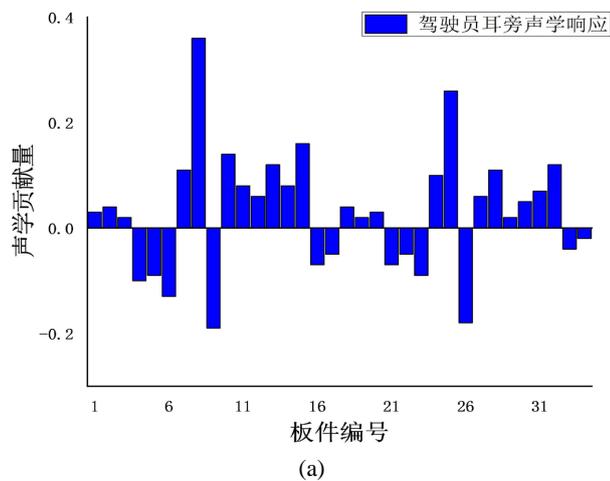
### 4.1. 板块贡献量分析

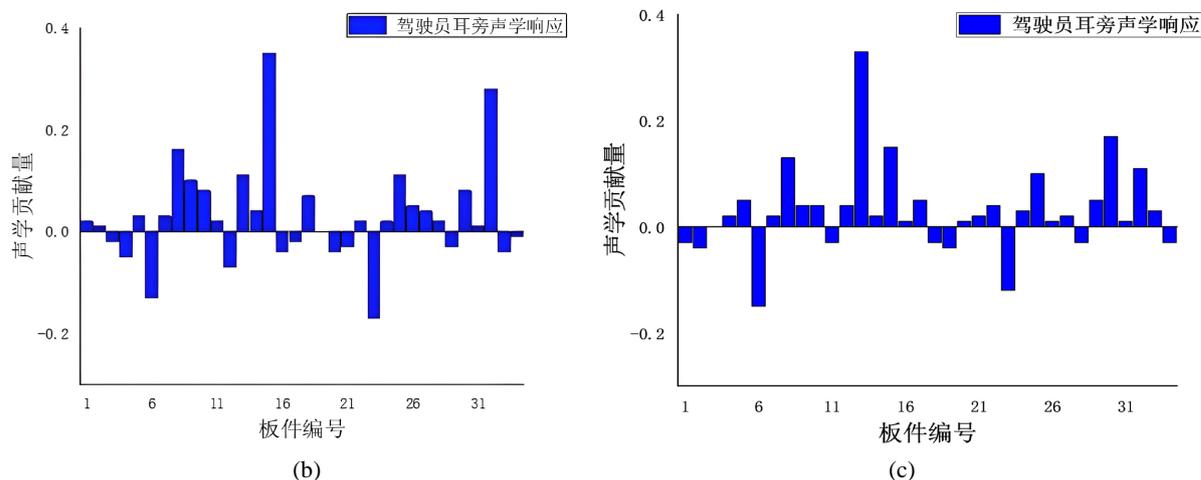
在本次实验中选择把整个车身及内部空间分成 34 个板件[12]，且大多数板件的位置设置互为左右对称，方便数据整理与对比，如图 4 所示。

首先针对不同工况下的整车声 - 固耦合模型进行了板件声学贡献度分析，贡献度分析模型通过 DHDAS 求解器进行计算，导入耦合模型、激励以及响应结果，利用其后处理模块进行结果的整理，输出得到板件贡献量。



**Figure 4.** Plate location  
**图 4.** 板件位置





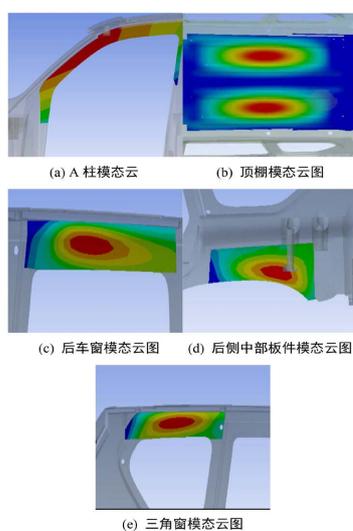
**Figure 5.** Sector contribution at different vehicle speeds. (a) Contribution of panels at 40km/h; (b) Panel contribution at 60 km/h; (c) Panel contribution at 80 km/h

**图 5.** 不同车速下的板块贡献量。(a) 40 km/h 工况下板件贡献量；(b) 60 km/h 工况下板件贡献量；(c) 80 km/h 工况下板件贡献量

由图 5 所知根据对上述三个不同工况的分析结果可得知，主驾驶耳旁的声压值主要由三角窗及 C 柱板件、顶盖以及后侧中部板件贡献。从车身的有限元结构可以看出，这些主要贡献部件都位于后三角窗附近，因此需要对这一区域进行优化。优化方式是增强顶盖的刚度，改进顶盖附近和三角窗附近的结构，以达到降低整车 NVH 的目的。

## 4.2. 声学改进

计划对车身噪声贡献较大的五大板块进行铺设吸声材料。利用模态云图确定车身板件各区域的振动模态和频率响应特性。该车型的车身板件是通过组装钣金件制成的。可以在这些板件上铺设吸声材料，减少声压幅值。如图 6 展示了在板件不同位置铺设吸声材料的具体方案。根据模态云图的分析结果，可以确定哪些区域对应着主要的振动模态，从而选择合适的位置进行吸声材料的铺设。



**Figure 6.** Modal cloud diagram of five major body panels

**图 6.** 五大车身板件模态云图

### 4.3. 结构改进

通过板件的贡献度和顶盖的振型，判断出了造成车内噪声峰值的主要因素：顶盖发生的位移较大，为主要优化部位，考虑添加加强筋。A 柱传递振动较小，可做增加扣板等小改动；三角窗玻璃及后中板的变形量比较大，考虑增加斜撑。在此基础上，使车身板件的固有频率和声腔的二阶固有频率分离，从而达到减振降噪的目的。在全面考虑的基础上，本文对车身右侧提出了如下四种改进方案，如图 7 所示：

- 1) A 柱安装两枚扣板。
- 2) 为汽车顶棚加装两根横梁。
- 3) 对汽车顶盖与汽车 C 柱的连接处添加加强筋，加强筋长度为 5 cm。
- 4) 增强后侧中部板件的强度性能，对后侧中部板件添加加强筋和斜撑。

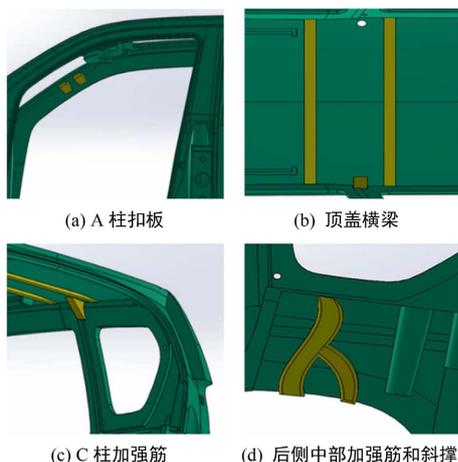


Figure 7. Structural optimization

图 7. 结构优化

### 4.4. 优化对比

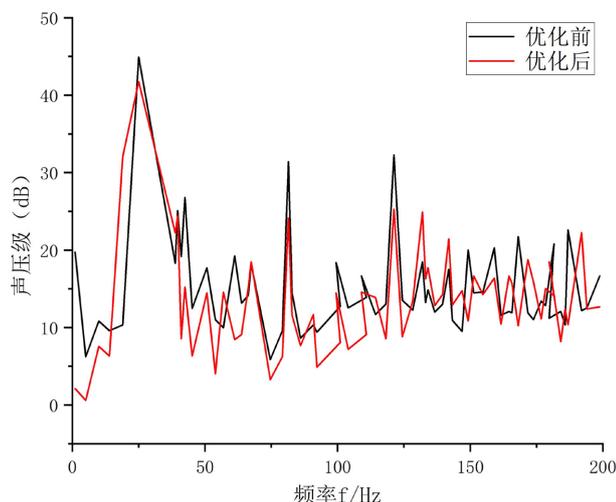
将上述结构优化的改动同时应用于耦合模型并进行响应分析，对布置坐垫传感器的位置使用探针采集其加速度值，并求出总加权加速度均方根值，利用公式计算舒适性，对比改进前后不同车速下的舒适性评价指标，如表 4 所示。

Table 4. Comparison of comfort evaluation before and after improvement

表 4. 改进前后舒适性评价对比

车速(km/h)	舒适性评级指标		优化比(%)
	优化前	优化后	
40	1.0531	1.2754	21.11
60	0.9463	1.0947	15.68
80	0.8747	0.9962	13.89

对车身薄板件进行模态优化后的声固数值模型再进行频响计算，得出驾驶员右耳位置测点的声压值如图 8 所示。优化后在 38 Hz 处声压峰值降低 4.31 dB，在 140 Hz 处声压峰值降低 3.63 dB，低频噪声降低显著，提高汽车 NVH 性能。



**Figure 8.** Comparison before and after ear noise optimization  
**图 8.** 耳边噪声优化前后对比

## 5. 结论

本文首先根据某 SUV 驾驶室特性进行结构简化和声固耦合分析模型搭建, 获得其结构振动和声振响应特征, 从汽车声固耦合模型、车身板件对声学的贡献两个方面, 提出改善车体结构的方法, 从而达到降低车内噪声的目的。通过对比优化前后车内的噪声声压值, 结果显示优化后的声压值有显著的下降, 充分证明了提出的改善方案可以有效地降低车内噪声。

## 参考文献

- [1] 黄森, 何海浪, 郭宁. “新四化”背景下汽车 NVH 的发展趋势[J]. 汽车工程师, 2021, 22(12): 4-6, 30.
- [2] 《中国公路学报》编辑部. 中国汽车工程学术综述 2017 [J]. 中国公路学报, 2017, 30(6): 1-197.
- [3] 周龙龙. 车内结构耦合噪声的预测分析及多目标优化[D]: [硕士学位论文]. 重庆: 重庆交通大学, 2019.
- [4] 贾尚帅, 张磊磊, 潘德阔, 等. 基于功率流追踪的车内噪声面板贡献度分析[J]. 铁道机车车辆, 2021, 41(5): 43-48.
- [5] 潘坤, 陈剑, 杜选福. 驾驶室结构噪声优化设计[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2018, 41(10): 1320-1325.
- [6] Han, X., Guo, Y.J., Yu, H.D. and Zhu, P. (2009) Interior Sound Field Refinement of a Passenger Car Using Modified Panel Acoustic Contribution Analysis. *International Journal of Automotive Technology*, **10**, 79-85. <https://doi.org/10.1007/s12239-009-0010-8>
- [7] Liu, Y., Liu, X., Dou, L., Luan, Y., Shi, L. and Zheng, G. (2021) Sensitivity Analysis of NVH Structure of Car Body Based on Modal Analysis. In: Jain, L.C., Kountchev, R. and Tai, Y., Eds., *3D Imaging Technologies—Multidimensional Signal Processing and Deep Learning*, Springer Singapore, 85-90. [https://doi.org/10.1007/978-981-16-3180-1\\_11](https://doi.org/10.1007/978-981-16-3180-1_11)
- [8] 朱才朝, 秦大同, 李润方. 车身结构振动与车内噪声声场耦合分析与控制[J]. 机械工程学报, 2002, 38(8): 54-58.
- [9] 马倩昀. 某纯电动汽车整车 NVH 性能仿真研究[D]: [硕士学位论文]. 石家庄: 石家庄铁道大学, 2022.
- [10] 彭登志. 内饰车身低频声固耦合噪声响应分析与控制[D]: [硕士学位论文]. 长春: 吉林大学, 2014.
- [11] Kia, B., Kia, S., Lindner, J.F., Sinha, S. and Ditto, W.L. (2015) Coupling Reduces Noise: Applying Dynamical Coupling to Reduce Local White Additive Noise. *International Journal of Bifurcation and Chaos*, **25**, Article ID: 1550040. <https://doi.org/10.1142/s0218127415500406>
- [12] 靳畅, 周铤. 基于车内综合声场贡献分析的车身板件声振优化[J]. 汽车工程, 2015, 37(12): 1438-1444, 1432.