

面向动力总成噪声优化的动力吸振器和前围隔声性能的综合研究

汤 毓^{1,2}, 贺建军^{1,2}, 曾祥文^{1,2}

¹三一汽车制造有限公司, 湖南 长沙

²湖南省新能源商用车工程技术研究中心, 湖南 长沙

收稿日期: 2026年5月1日; 录用日期: 2026年6月1日; 发布日期: 2026年6月9日

摘 要

某量产SUV车型售后客户抱怨中, 发动机噪声大为核心问题, 严重影响车内乘坐舒适性。本文通过竞品车型主客观对比分析, 结合发动机噪声主要传递路径解析方法, 确定变速箱端悬置结构传递和防火墙辐射噪声隔离为核心优化路径; 通过在变速箱端悬置增设动力吸振器降低结构传递噪声, 同时优化防火墙材料密度提升隔声性能, 两种措施综合实施后, 样件装车验证显示, 发动机1500~5000 rpm全频段噪声改善效果显著, 彻底解决了客户抱怨的噪声问题。

关键词

动力总成噪声, 动力吸振器, 防火墙隔声性能

Study of Dynamic Vibration Absorber and Dashboard Sound Insulation Performance for Powertrain Noise Optimization

Yu Tang^{1,2}, Jianjun He^{1,2}, Xiangwen Zeng^{1,2}

¹Sany Automobile Manufacturing Co., Ltd., Changsha Hunan

²Hunan Province New Energy Commercial Vehicle Engineering Technology Research Center, Changsha Hunan

Received: May 1, 2026; accepted: June 1, 2026; published: June 9, 2026

Abstract

In the after-sales customer complaints of a mass-produced SUV model, excessive engine noise is a core problem, which seriously affects the ride comfort in the car. Through the subjective and

objective comparative analysis of competitive vehicles and combined with the analysis method of the main transmission path of engine noise, this paper determined the gearbox end mount structural transmission and firewall radiation noise isolation as the core optimization paths. The structural transmission noise was reduced by adding a dynamic vibration absorber to the gearbox end mount, and the sound insulation performance was improved by optimizing the material density of the firewall. After the comprehensive implementation of the two measures, the sample vehicle loading verification showed that the noise improvement effect of the engine in the full frequency band of 1500~5000 rpm was significant, which completely solved the noise problem complained by customers.

Keywords

Powertrain Noise, Dynamic Vibration Absorber, Dash Insulation Performance

Copyright © 2026 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. 前言

当前汽车消费者对整车 NVH (噪声、振动与声振粗糙度)性能的关注度持续提升, 发动机作为整车 NVH 问题的核心激励源, 其噪声优化是车辆前期开发与后期质量提升的关键环节。发动机为多声源复杂动力机械, 其产生的噪声易引发乘客人耳不适, 降低主观驾乘体验, 甚至影响品牌形象。

近年来, 国内外学者在动力总成 NVH 优化领域开展了大量研究。付江华等(2020)系统总结了动力总成振动传递路径分析方法, 指出悬置系统是控制结构传递噪声的核心环节[1]。贺辉雄等(2018)提出基于多自由度系统的动力吸振器优化设计方法, 通过仿真与试验结合, 实现了特定频段振动能量的精准吸收[2]。在隔声材料领域, 邓江华等(2021)研究了多层复合隔声结构的性能优化, 发现材料密度与面密度的协同提升可显著改善中低频隔声量[3]。这些研究为本课题的技术路线提供了重要理论支撑。

某量产 SUV 车型售后市场质量问题清单中, 发动机噪声大的抱怨占比突出: 第一季度 125 项客户抱怨中, 发动机噪声相关问题占比近 20%。针对该问题, 本文组建专项优化项目组, 通过竞品车型对比分析定位核心问题, 提出变速箱端悬置增设动力吸振器和防火墙材料优化提升隔声性能的综合解决方案, 实车验证显示, 该方案对发动机常用转速段噪声优化效果显著, 可为同类车型噪声优化提供参考。

2. 问题分析

2.1. 问题确认

针对客户抱怨的加速工况下发动机噪声大问题, 将客户诉求转化为工程测试语言, 复现实际使用工况, 确定核心测试工况为: 3 档全油门加速, 发动机转速 1500~5000 rpm。通过本车型与竞品车型的主客观噪声对比分析, 定位两大核心问题:

1) 本车型发动机噪声在 3500~4700 rpm 区间显著高于竞品车型, 主观评价显示 3000 rpm 以上车内发动机噪声偏大; 且 500~600 Hz 频段噪声在 3 档全油门加速工况下明显高于竞品, 3000 rpm 以上该频段噪声增幅尤为显著。

2) 发动机 1500~3000 rpm 常用转速区间, 车内噪声略差于竞品车型, 该区间为车辆日常使用核心工况, 噪声优化需求迫切。详见图 1、图 2。

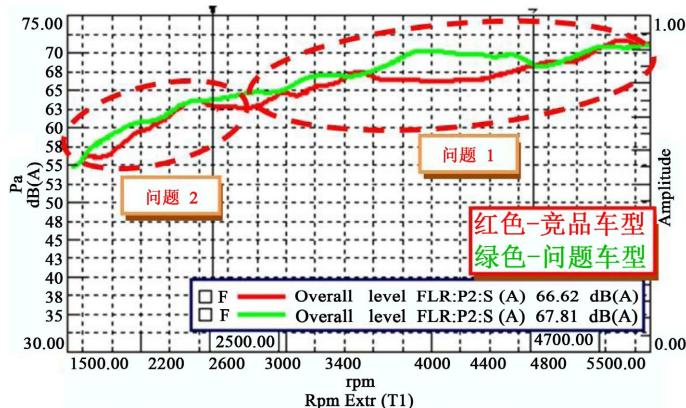


Figure 1. Comparison of in-vehicle noise between problematic vehicle and competitive vehicle
图 1. 问题车型与竞品车型车内噪声对比

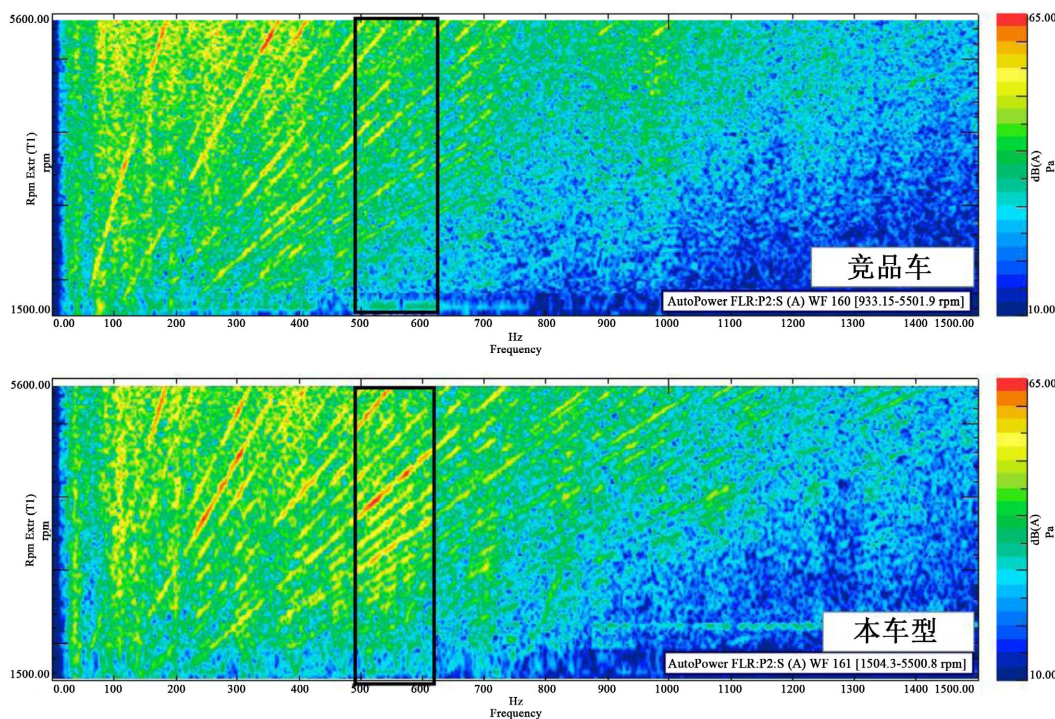


Figure 2. Comparison of in-vehicle noise color map between problematic vehicle and competitive vehicle
图 2. 问题车型与竞品车内噪声色彩图对比

2.2. 问题分析

对于已上市车型，发动机本体重新调校与噪声优化的可行性极低：本体参数改动涉及多维度标定试验，成本高昂且周期长，因此从噪声传递路径入手进行控制是最有效、最经济的优化方案。通过整车结构传递路径排查，对发动机悬置、排气吊耳、传动轴、副车架等关键结构的振动特性进行分析，发现：

- 1) 变速箱悬置 Z 向在 470~670 Hz 频段的隔震率远未达到开发要求，隔震性能不足；
- 2) 变速箱悬置被动端 X/Y/Z 三向振动峰值，与车内噪声偏大的 500~600 Hz 频段完全对应。

综上，变速箱悬置 500~600 Hz 频段隔震性能不达标是车内噪声偏大的核心根源：隔震失效导致发动机振动通过变速箱悬置被放大并传递至车内，直接引发 500~600 Hz 频段噪声超标。详见图 3 所示。

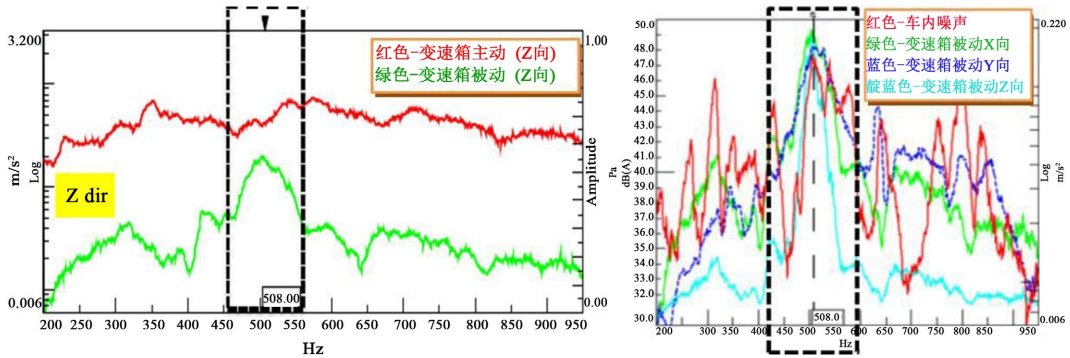


Figure 3. Correlation between Z-direction vibration isolation of gearbox mount and in-vehicle noise
图 3. 变速器悬置 Z 向隔震与车内噪声对应

3. 优化方案设计与验证

在无法改动发动机本体的前提下，动力总成噪声优化的核心思路为优化结构连接处振动传递特性和隔离发动机本体辐射噪声。结合本车型噪声问题的市场抱怨特点，本文从结构传递噪声和辐射噪声两条路径同步实施优化，实现噪声全频段改善。两种方案如下。

3.1. 结构传递噪声优化——变速器端悬置增设动力吸振器

以变速器悬置为核心优化对象，结合成本控制与工艺可行性，通过在变速器端悬置增设动力吸振器，吸收 500 Hz 左右的核心振动能量，改善结构传递噪声[4]。

基于动力吸振器设计原理，优化确定吸振器质量、阻尼、固有频率核心参数，拟定 3 组候选频率方案：512 Hz、530 Hz、552 Hz，吸振器统一设计质量为 1.0 ± 0.05 kg。

将 3 组吸振器分别装车进行实车验证，测试结果显示：

- 1) 3 组方案均能使 3200~4400 rpm 区间车内总声压级改善近 2 dB (A)；
- 2) 512 Hz 方案在 3000~3500 rpm 区间优化效果最佳，但高转速段改善效果有限；
- 3) 552 Hz 方案在 500~600 Hz 核心频段的整体优化效果最优，且全转速段适配性更好。

综合考虑噪声改善效果、供应商工艺实现性，确定 552 Hz 为动力吸振器最终设计频率。实车验证显示，552 Hz 吸振器装车后，变速器悬置被动端振动幅值显著降低，且与车内噪声改善趋势高度匹配，结构传递噪声优化效果显著，详见图 4、图 5。

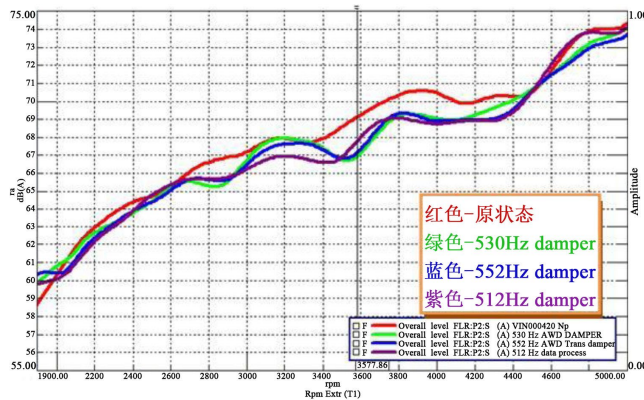


Figure 4. Improvement effect of in-vehicle noise
图 4. 车内噪声改善效果

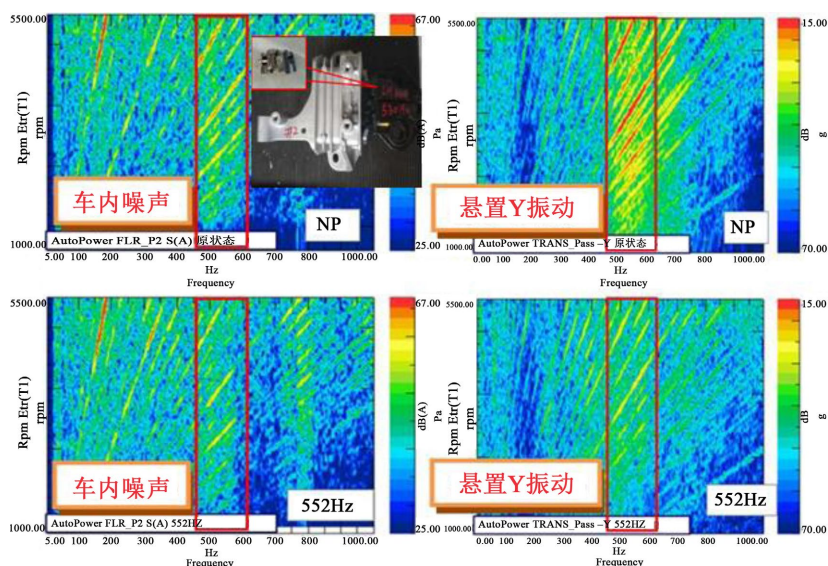


Figure 5. Comparison of effects between original state and 552 Hz damper installation
图 5. 原状态和安装 552 Hz damper 效果对比

3.2. 辐射噪声优化——防火墙材料密度优化

变速箱端悬置增设 552 Hz 吸振器后, 3000~5000 rpm 高转速区间发动机噪声改善显著, 但 1500~3000 rpm 低转速区间噪声问题未得到解决, 因此需通过优化防火墙隔声性能, 隔离发动机辐射噪声, 解决低转速噪声问题。

3.2.1. 隔声性能评价指标与问题定位

采用噪声衰减量(NR)作为防火墙隔声性能的核心评价指标, 定义为车外噪声源位置声压级(SPL_{out})与车内响应点声压级(SPL_{in})之差[5], 计算公式为:

$$NR = SPL_{out} - SPL_{in} \tag{1}$$

NR 值越大, 表明防火墙隔声性能越好。

通过在发动机舱与车内布置麦克风, 测试对比本车型与竞品车型的防火墙隔声量, 发现: 竞品车型防火墙隔声量可达 37 dB (A), 而本车型仅为 32 dB (A), 隔声性能差距显著, 为低转速辐射噪声超标核心原因, 详见图 6。

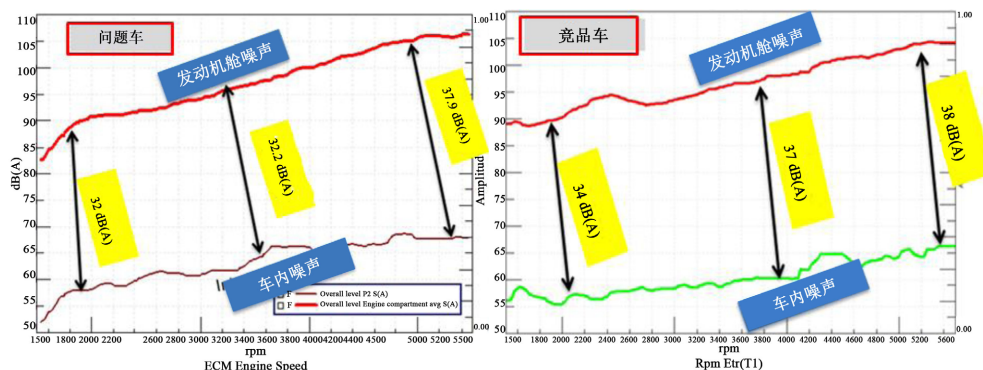


Figure 6. Comparison of firewall sound insulation between competitive vehicle and complaint vehicle
图 6. 竞品车和抱怨车防火墙隔声量对比

3.2.2. 防火墙材料优化设计

隔声材料的隔声量(R)与材料密度(m)、声波频率(f)呈正相关[6]，核心关系为：

$$R = 20 \lg(mf) - 42.2 \quad (2)$$

基于该原理，针对本车型防火墙原状态材料(EVA 面密度 7500 g/m²，PU 泡沫密度 50 kg/m³)进行优化，将 PU 泡沫密度从 50 kg/m³ 提升至 80 kg/m³，提升防火墙整体隔声性能。

3.2.3. 实车验证效果

优化后防火墙样件装车验证显示，车内总声压级整体改善近 2 dB (A)，1500~3000 rpm 低转速区间改善效果最为显著，精准解决了低转速辐射噪声超标问题，可与动力吸振器方案形成协同优化效果，详见图 7 [7]。

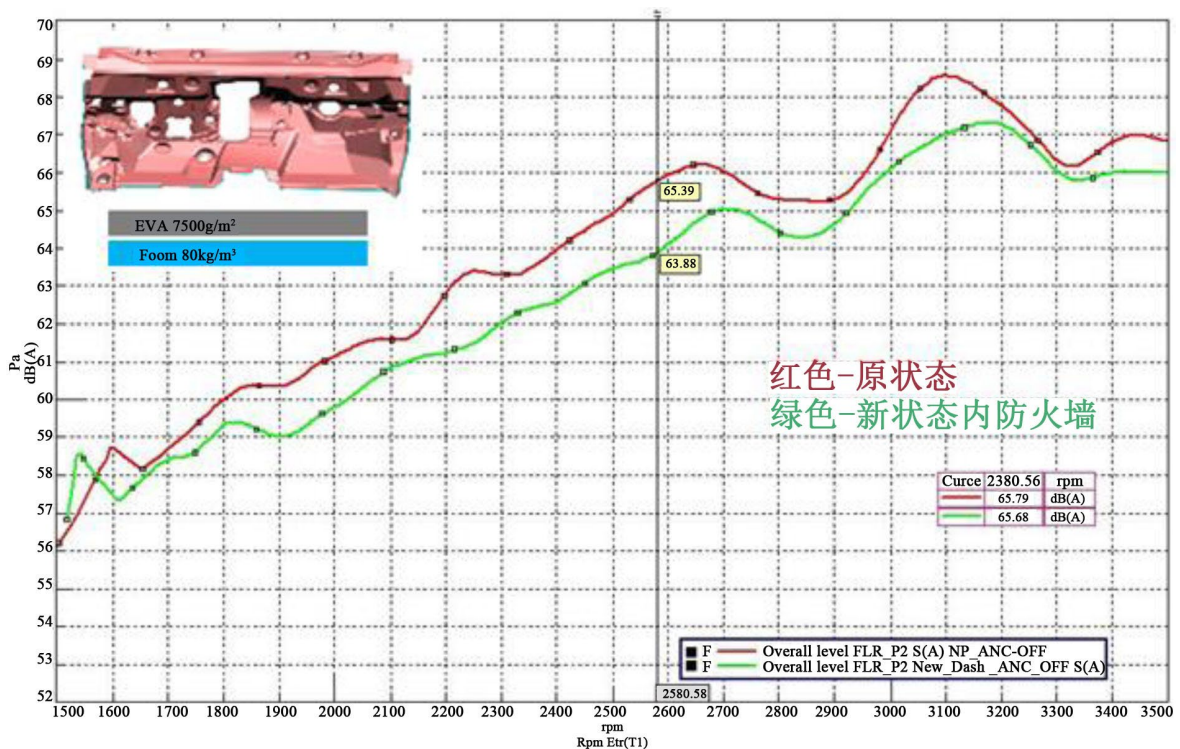


Figure 7. Improvement effect of firewall in new state
图 7. 新状态防火墙改善效果

4. 综合方案实车验证与效果分析

将 552 Hz 动力吸振器与高密 PU 泡沫防火墙两项优化措施综合实施，进行全工况实车装车验证[8]，图 8 和图 9 结果显示：

- 1) 发动机 1500~5000 rpm 全转速区间车内动力总成噪声改善效果显著，部分转速段噪声改善幅度达 3.5 dB(A)；
- 2) 综合方案实施后，本车型发动机噪声水平全面优于竞品车型，彻底解决了客户抱怨的全频段噪声问题；
- 3) 分项效果：动力吸振器使 3000~5000 rpm 区间噪声改善近 2 dB (A)，优化后防火墙使 1500~3000 rpm 区间噪声改善近 3 dB (A)，两项措施实现全转速段噪声无死角优化。

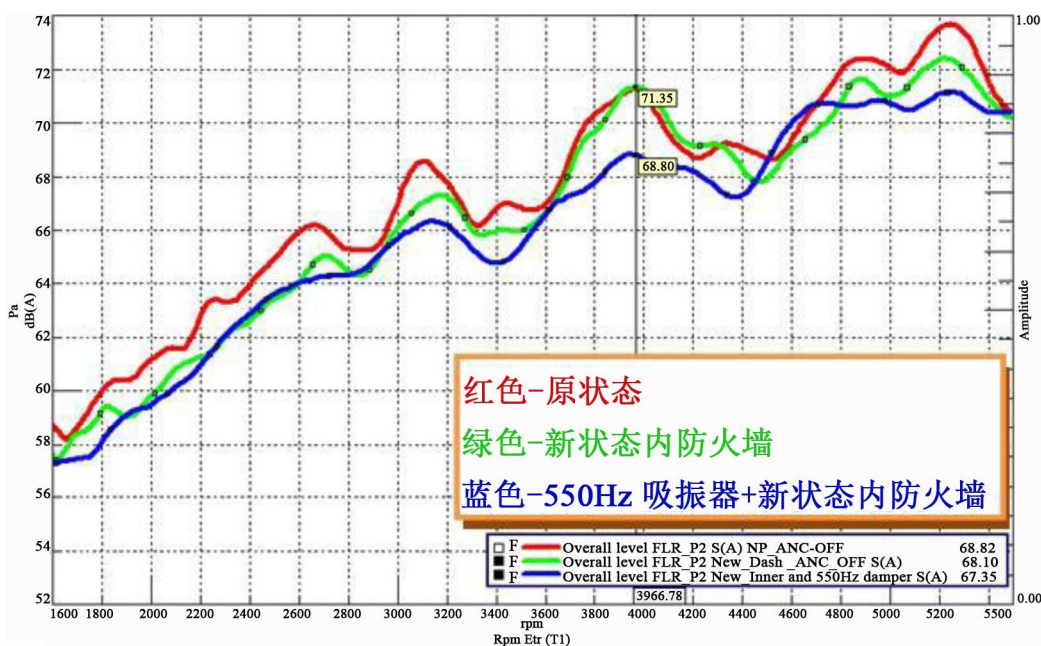


Figure 8. Improvement effect of the scheme
图 8. 方案的改善效果

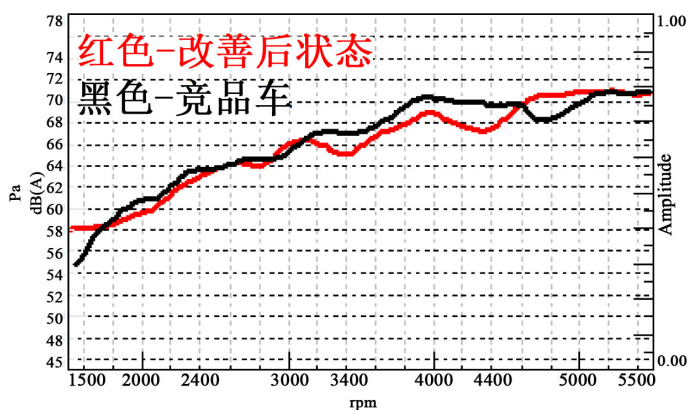


Figure 9. Comparison with competitive vehicle models
图 9. 同竞品车对比

5. 结论

本文通过动力总成噪声传递路径解析，定位了某量产 SUV 车型发动机噪声超标的核心根源为变速箱悬置结构传递隔震失效和防火墙辐射噪声隔声性能不足，提出并验证了“动力吸振器 + 防火墙材料优化”的综合优化方案，得出以下结论：

- 1) 在变速箱端悬置增设 552 Hz、 1.0 ± 0.05 kg 的动力吸振器，可有效吸收 500~600 Hz 核心振动能量，显著改善 3000~5000 rpm 高转速区间结构传递噪声，总声压级改善近 2 dB (A)；
- 2) 将防火墙 PU 泡沫密度从 50 kg/m^3 提升至 80 kg/m^3 ，可使防火墙隔声量显著提升，1500~3000 rpm 低转速区间辐射噪声改善近 3 dB (A)，精准解决常用工况噪声问题；
- 3) “结构传递优化 + 辐射噪声隔离”的方案，可实现发动机 1500~5000 rpm 全频段噪声改善，部分转速段改善幅度达 3.5 dB (A)，且优化后噪声水平优于竞品，彻底解决客户抱怨；

4) 本研究提出的动力总成噪声综合优化方法, 兼顾经济性与实用性, 无需改动发动机本体, 可为同类车型的 NVH 性能提升提供直接的工程参考与技术借鉴。

参考文献

- [1] 付江华, 张博涵, 陈哲明, 陈宝. 基于智能算法的动力吸振器多参数优化研究[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(4): 208-212.
- [2] 贺辉雄, 向阳, 张波. 低频线谱激励下动力吸振器设计研究[J]. 噪声与振动控制, 2019, 39(2): 186-193.
- [3] 邓江华. 防火墙总成特性对汽车声学包性能影响[J]. 噪声与振动控制, 2014, 34(3): 78-81+85.
- [4] 刘锋, 吴鸣, 杨军. 量产车型噪声主动控制系统性能实测与分析[J]. 汽车工程, 2019, 41(6): 676-681+710.
- [5] 刘惟信. 汽车设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2001.
- [6] 刘国政, 史文库, 郑煜圣, 陈志勇. 动力吸振器在驱动桥减振降噪上的应用[J]. 振动与冲击, 2018, 37(14): 202-207.
- [7] 孙秋, 雷刚, 吕鑫阳, 马洋洋. 基于有限元法的动力总成悬置系统解耦方法研究[J]. 噪声与振动控制, 2019, 39(3): 78-82, 186.
- [8] 王卫峰, 丁智平, 贺才春, 涂奉臣, 穆龙海. 有阻尼吸振器参数优化与应用[J]. 湖南工业大学学报, 2015, 29(5): 40-44.