

黄华威,陆增俊,唐荣江,等. 某商用车气动噪声特性仿真与试验[J]. 湖南科技大学学报(自然科学版), 2025, 40(1):69-77. doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2025.01.010

HUANG HW, LU Z J, TANG R J, et al. Simulation and Test of Aerodynamic Noise Characteristics of a Commercial Vehicle [J]. Journal of Hunan University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2025, 40(1):69-77. doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2025.01.010

## 某商用车气动噪声特性仿真与试验

黄华威<sup>1</sup>, 陆增俊<sup>2,3</sup>, 唐荣江<sup>1</sup>, 栗广生<sup>2\*</sup>, 何水龙<sup>1,2</sup>

(1. 桂林电子科技大学 机电工程学院, 广西 桂林 541004; 2. 东风柳州汽车有限公司 先行技术部, 广西 柳州 545005;  
3. 柳州铁道职业技术学院, 广西 柳州 545616)

**摘要:**针对气动噪声引起商用车车内啸叫的工程问题,基于计算流体力学方法与声学有限元法对某商用车驾驶室进行模拟,对外造型可疑区域进行布点捕捉,并结合整车道路滑行试验进行验证.首先通过滑行试验确定了啸叫声主要集中在1 350~1 700 Hz;然后利用外流场分析驾驶室外主要部件气动噪声特性,结合声学有限元法获取室内声场信息进行对比分析,成功捕捉到侧导流板、车门缝隙以及侧窗啸叫的主要声源,并对各个可疑区域进行封堵试验验证.试验结果证实:侧导流板是造成原车在1 350~1 700 Hz频段啸叫的部位,结合流场分析得出侧导流板支柱是引起啸叫声的部件;最后通过在支柱上加扰流片消除了该啸叫声,提升了室内驾乘舒适,为后续商用车风噪的性能开发提供了一种可行的工程方法.

**关键词:**商用车;气动噪声;啸叫声;试验验证

**中图分类号:**U467.1+1

**文献标志码:**A

**文章编号:**1672-9102(2025)01-0069-09

## Simulation and Test of Aerodynamic Noise Characteristics of a Commercial Vehicle

HUANG Huawei<sup>1</sup>, LU Zengjun<sup>2,3</sup>, TANG Rongjiang<sup>1</sup>, LI Guangsheng<sup>2</sup>, HE Shuilong<sup>1,2</sup>

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Guilin University of Electronic Technology, Guilin 541004, China;  
2. Department of Advanced Technology, Dongfeng Liuzhou Motor Co., Ltd., Liuzhou 545005, China;  
3. School of Power Technology, Liuzhou Railway Vocational and Technical College, Liuzhou 545616, China)

**Abstract:** Aiming at the engineering problem of commercial vehicle interior whistling caused by aerodynamic noise, this paper simulates a commercial vehicle based on computational fluid dynamics and the acoustic finite element method, the monitoring points are arranged to capture suspicious areas of external modeling and verify them in combination with vehicle road coasting test. Firstly, it is found that the whistling noise is mainly concentrated in 1 350~1 700 Hz through the road coasting test. Then, the aerodynamic noise characteristics of the main components outside the cab are analyzed by using the external flow field. The interior acoustic field information is obtained by using the acoustic finite element method for comparative analysis. The primary sound sources of the side deflector, door aperture, and side window whistling are successfully captured. Secondly, the plugging test is carried out to verify each suspicious area. The test results have confirmed that the side deflector is the part that causes the original vehicle to whistle in the 1 350~1 700 Hz frequency band. Combined with the

收稿日期:2022-11-15

基金项目:广西创新驱动发展科技重大专项资助(AA22068001;AA23062031);广西高校中青年教师科研基础能力提升项目资助(2025KY1590);广西新工科研究与实践项目资助(XGK202413)

\* 通信作者, E-mail: ligs@dlzm.com

flow field analysis, the results show that the side deflector strut is the part that causes the whistling. Finally, the whistling noise is eliminated by adding a spoiler on the pillar, which improves indoor driving comfort and provides a feasible engineering method for developing the wind noise performance of commercial vehicles.

**Keywords:** commercial vehicle; aerodynamic noise; whistling; test verification

当商用车高速行驶时,因气流产生的风噪声是影响驾驶员驾驶舒适性的主要因素,长时间处于不舒适的噪声环境中容易引发疲劳驾驶<sup>[1]</sup>.因此,风噪性能是商用车开发过程中的重要指标.商用车气动噪声仿真流程主要包括湍流压力脉动信号和声学压力脉动信号的获取,模拟气动噪声的传递途径,确定声源位置.江昊等<sup>[2]</sup>通过流场中湍流压力信息,以 Lighthill 体声源为目标函数进行求解,分析出镜体棱边过于突出和镜体内侧面与 Y 截面的夹角过大是后视镜的风噪声主要来源;王丕良等<sup>[3]</sup>基于直接计算气动噪声法(Computational Aeroacoustics, CAA)获取外流场声源,通过统计能量分析法(Statistical Energy Analysis, SEA)模拟噪声传递路径,并结合风洞试验结果提出了减薄后视镜支臂和安装支臂在车门上 2 种优化方案,有效降低了车内风噪;徐明等<sup>[4]</sup>基于数值计算结果对后视镜内侧夹角进行参数化试验,得出最佳夹角方案,后视镜尾部流场得到较好的改善;POSSON 等<sup>[5]</sup>分别通过分离涡流模拟(Detached Eddy Simulation, DES)和大涡流模拟(Large Eddy Simulation, LES)湍流模型对侧镜周围的气流噪声进行研究,结合声学仿真进行分析,获取后视镜噪声源.

综上所述,国内外学者针对汽车气动风噪问题开展了许多研究,但大部分研究内容集中在汽车后视镜区域声源分析和优化问题上.当前对商用车气动噪声的研究相对较少,与车内气动噪声直接相关的驾驶室各部件气动噪声频率特性影响缺乏相应研究.据某商用车公司售后反馈某商用车在行驶时车内有明显的啸叫声,针对此问题对该商用车进行气动噪声仿真与试验研究.首先采用道路滑行试验排查啸叫声所在频段,然后基于计算流体力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)和声学有限元法(Finite Element Method, FEM)对啸叫声源进行捕捉,对车外可疑部位的气动噪声声压级频率进行分析;再结合试验测试进一步确认引起啸叫的部位,并得到顺、逆风向下各部位对车内风噪贡献量;最后提出在侧导流罩支柱加装扰流片方案,有针对性地对车内风噪进行降噪优化.

## 1 频谱分析

LEE 等<sup>[6]</sup>通过试验发现气流以 80 km/h 流经后视镜等狭窄间隙时会产生啸叫,但由于商用车上类似该间隙的结构众多,难以利用风洞试验对这些间隙进行排查.为此,试验采用实车道路滑行法获取车内部声压频谱,以确定啸叫所在频段.

测试地点为专业的滑行跑道,测试时无其他车辆干扰,天气晴,微风,风速 1 m/s,测试车速为 80 km/h.设备采用比利时 LMS 公司 Test.lab 噪声测试仪,传声器位于驾驶员右耳位置.

原车试验采集到的声压级频谱如图 1 所示,可以观察在低频区域存在明显的噪声峰值,这是发动机的工作噪声、各传动系统齿轮啮合以及路面激励带来的结构振动特有的宽带噪声.随着频率的增加,声压级逐渐减小,但在 1 350~1 700 Hz 频段声压级有明显的凸起,对 1 350~1 700 Hz 频段进行滤波时,噪声明显消失.图 2 声压云图显示,在低频阶段同样表现为宽带噪声,在 1 350~1 700 Hz 频段也显示出明显噪声峰值,这表明车内出现的啸叫声集中在该频段.

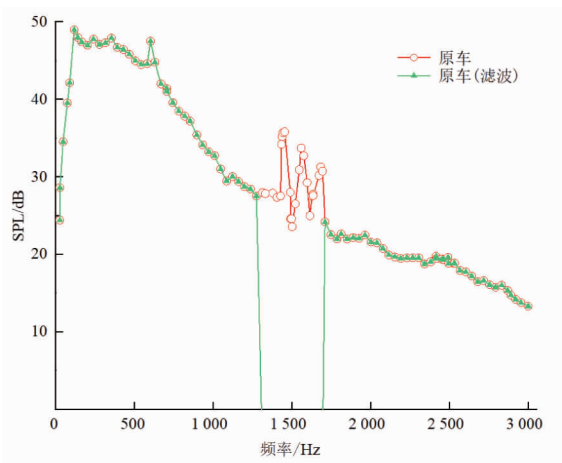


图 1 右耳位置声压级频谱

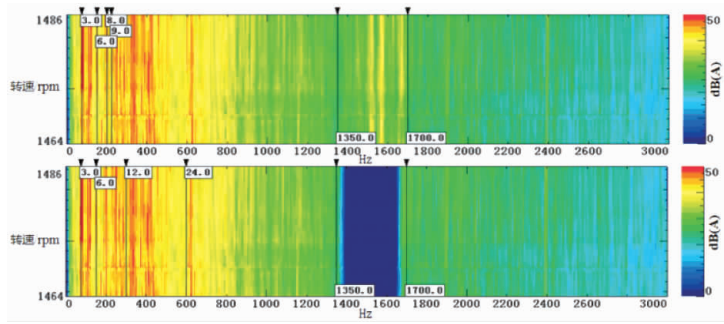


图2 右耳声压云图

## 2 啸叫频段捕捉

仿真流程如图3所示,通过外流场得到可疑部位的声压级频率特性.提取驾驶室表面湍流脉动信息进行,将其作为声学耦合的输入信号,将输入信号作为边界条件在声学耦合求解器中进行求解,获取驾驶室内声场信息.

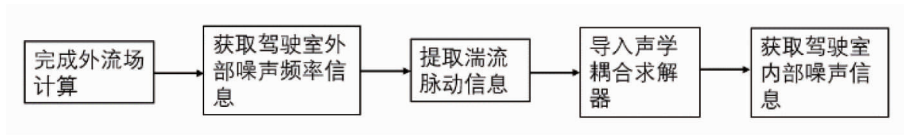


图3 商用车驾驶室风噪仿真流程

### 2.1 CFD-FEM 相关理论

在进行外流场 CFD 求解时,可将驾驶室区域视为一个封闭的空间,如图4所示.图4中, $\Omega_s$  为封闭的驾驶室内部空间, $\Gamma_s$  为驾驶室外表面; $\Omega_t$  为湍流区域, $\Gamma_t$  为湍流区域边界; $\Omega_a$  与  $\Omega_\infty$  为外流场流体均匀分布区域, $\Gamma_a$  为声学吸收边界, $\mathbf{n}$  为法向量.稳态计算中湍流模型采用 RANS 中的 SST (Menter)  $k-\omega$ ,再基于 SST (Menter)  $k-\omega$  的分离涡湍流模型求解 N-S 方程,完成瞬态求解,这样设置可减少边界层内计算量,使得收敛效果更为理想<sup>[7]</sup>.

声学 FEM 是将  $\Omega$  为边界条件、声源分布为  $q$  的计算域  $\mathbf{V}$  离散成有限个微小单元,将外流场湍流脉动信息作为信号输入,对内部声场进行数值求解,从而获得驾驶室空间某点的声压级.二阶亥姆霍兹方程经傅里叶变换可写成:

$$\nabla^2 p + k^2 p = -j\rho_0 \omega q. \quad (1)$$

式中: $p$  为声压; $j$  为虚数单位; $k$  为波数, $k=2\pi f/c$  ( $c$  为声音在流体中的传播速度); $\omega$  为角频率; $\rho_0$  为流体密度.

根据发散定理,选取合适的权重函数<sup>[8]</sup>,利用积分的形式表示式(1),可得到式(2).

$$\int_V \nabla e \nabla p dV - \nabla \omega^2 \int_V \left( \frac{1}{c^2} e p \right) dV = \int_V j\rho_0 \omega e q dV - \int_{\Omega} (j\rho_0 \omega e v \mathbf{n}) d\Omega. \quad (2)$$

式中: $e$  为权重函数; $\Omega$  为边界条件; $\mathbf{V}$  为计算域; $v$  为垂直于车身表面的法向速度; $\mathbf{n}$  为法向量.

为求解式(2),将计算域  $\mathbf{V}$  离散化成有限个网格单元,则每个单元上的节点对应的声压级  $p(r)$  可近似表示为节点的声压与有限元形函数乘积之和,即

$$p(r) = \sum_{i=1}^n N_i p_i. \quad (3)$$

式中: $N_i$  为有限元形函数; $p_i$  为各节点处声压; $i$  为节点个数.相应的压力梯度可近似表示为

$$\nabla p = \nabla (N_i p_i) \quad (4)$$

将式(2)~式(4)联立,整理成标准形式:

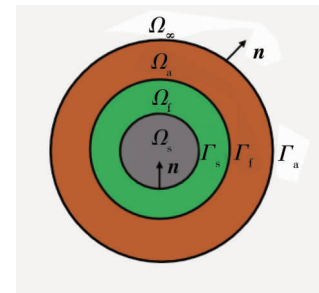


图4 驾驶室气动声学求解

$$(\mathbf{K}_a + j\omega\mathbf{C}_a - \omega^2\mathbf{M}_a) \cdot \{\mathbf{p}\} = \{\mathbf{Q}\} + \{\mathbf{V}\} + \{\mathbf{P}\} + \{\mathbf{F}\}. \quad (5)$$

式中:  $\mathbf{K}_a$  为声学刚度矩阵;  $\mathbf{M}_a$  为质量矩阵;  $\mathbf{C}_a$  为阻尼矩阵;  $\{\mathbf{p}\}$  为待求的声学场点向量;  $\{\mathbf{Q}\}$  为声场中的声源贡献;  $\{\mathbf{V}\}$  为输入速度向量;  $\{\mathbf{P}\}$  为输入声压向量;  $\{\mathbf{F}\}$  为总的载荷向量。

## 2.2 仿真模型建立

根据商用车驾驶室实际尺寸建立几何模型, 驾驶室外表面保留左右后视镜、补盲镜、遮阳罩等几何外突特征, 驾驶室内保留中控台、司机、座椅和上下床铺等几何特征, 如图 5 所示。外流场尺寸如图 6 所示, 计算域总长度为  $20L=45\text{ m}$ , 流体入口到驾驶室前端的水平距离为  $3L$ ,  $L$  为驾驶室长度; 计算域总宽度为  $5W=15\text{ m}$ ,  $W$  为驾驶室宽度, 驾驶室处于计算域左右壁面的中间位置; 计算域总高度为  $13\text{ m}$ ,  $H$  为驾驶室高度, 驾驶室距离地面的垂直距离为  $1\text{ m}$ 。



图 5 驾驶室模型

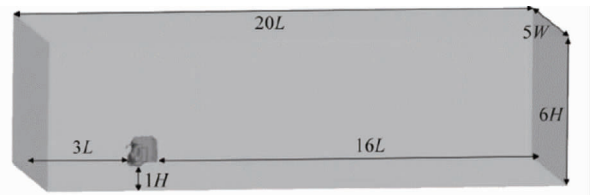


图 6 外流场计算域

为保证计算精度, 对遮阳罩、A 柱饰板、后视镜/左侧窗、左导流板等重要部位的面网格进行加密, 具体尺寸如表 1 所示。

表 1 网格尺寸参数

| 加密部位      | 网格尺寸/mm |
|-----------|---------|
| 遮阳罩区域     | 3~6     |
| A 柱饰板区域   | 2~5     |
| 后视镜/左侧窗   | 1~2     |
| 左导流罩区域    | 3~6     |
| 驾驶室及计算域壁面 | 10~250  |

## 2.3 声压级频率特性获取

重型卡车行驶时气动噪声较大的位置出现在车辆迎风侧风速压力梯度较大的后视镜、导流槽和遮阳板等外突和形状变化较大部位<sup>[9]</sup>, 侧窗和车门密封处传播的声音是主要的气动噪声源<sup>[10]</sup>, 气流流经这些部位时气流分离、破碎, 存在产生啸叫声的可能性。因此, 将监测点布置在驾驶员一侧的遮阳罩、A 柱饰板、后视镜区域、左侧导流板区域、侧窗区域。在驾驶员上方的遮阳罩区域布置 9 个监测点, 具体分布如图 7 所示。

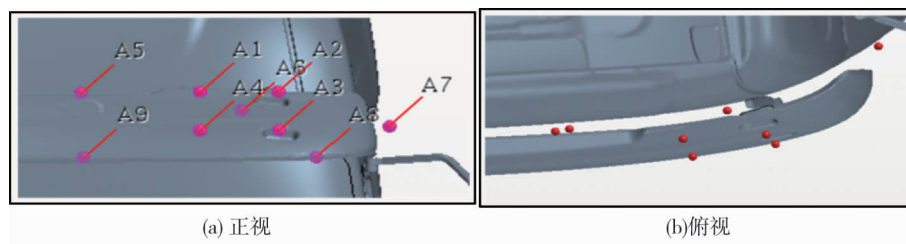


图 7 遮阳罩监测点分布

如图 8 所示, 在 A1, A2, A3, A4 对比组中 A1 监测点的声压级最高, 随着监测点下移, A4 的声压级总体上小于 A1 声压级, 尤其在  $1\,000\sim 2\,000\text{ Hz}$  频段较为明显, A2 和 A3 声压级变化也有类似的趋势, 呈现出监测点往下移动声压级越减小的特点。右移的 A2 与 A3 的声压级总体上明显小于 A1, A4。A5~A9 监测点位于遮阳罩和驾驶室外表面的间隙中, A8 位于驾驶室遮阳罩拐角处。A8 声压级走势与 A5 基本相同, 其中 A5 声压级总体上明显大于 A9 声压级, 同样呈现出监测点往下移动声压级越减小的特点。总体上该区域声压级曲线随着频率的增加而逐渐减小, 无明显凸起峰值。

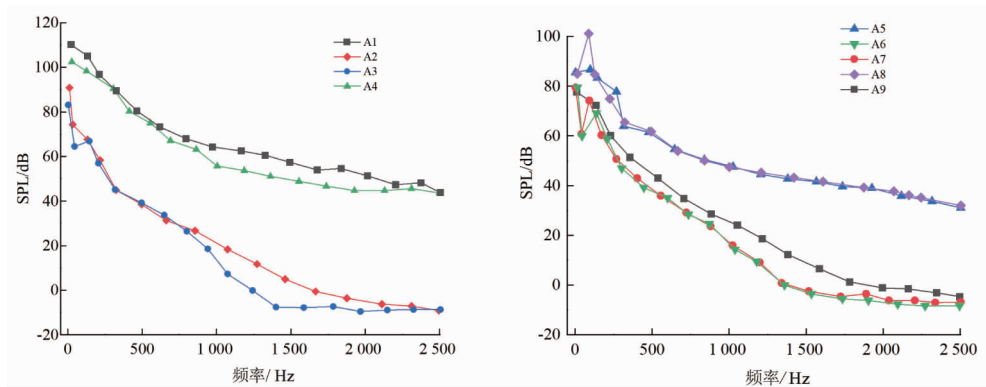


图 8 遮阳罩区域监测点声压级对比

如图 9 和图 10 所示,A 柱饰板区域监测点布置在挡风玻璃的下方缝隙中.侧导流板区域监测点分别位于侧导流板气流出口和立柱、后方的车门缝隙以及缝隙后方的车门.后视镜区域监测点分别分布在 2 个镜体中间、后方的侧窗以及侧窗缝隙.

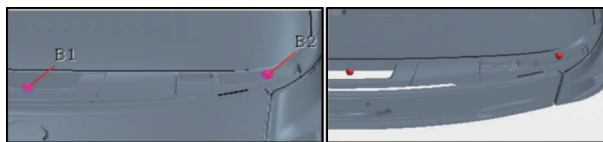


图 9 A 柱饰板监测点分布位置

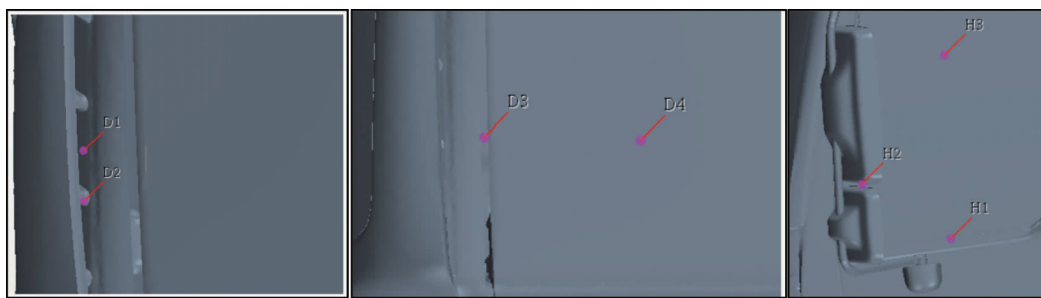


图 10 导流罩和后视镜区域监测点分布

从图 11 和图 12 可知:A 柱饰板区域并未出现峰值.H1 所在的侧窗缝隙在 500~700 Hz,1 100~1 400 Hz 出现声压级峰值,H2 声压级略高于 H1,H3 总体声压级均在 50 dB 以上,这表明后视镜涡流对驾驶室内有较大风噪贡献量,但未出现明显的峰值.侧导流板区域的 D1,D2 分别在 1 100~1 700 Hz 出现明显的声压级峰值,后方侧门缝隙 D3 及车门 D4 在同样的频段出现峰值,这说明啸叫声是气流流经侧导流板处的支柱分离引起的.

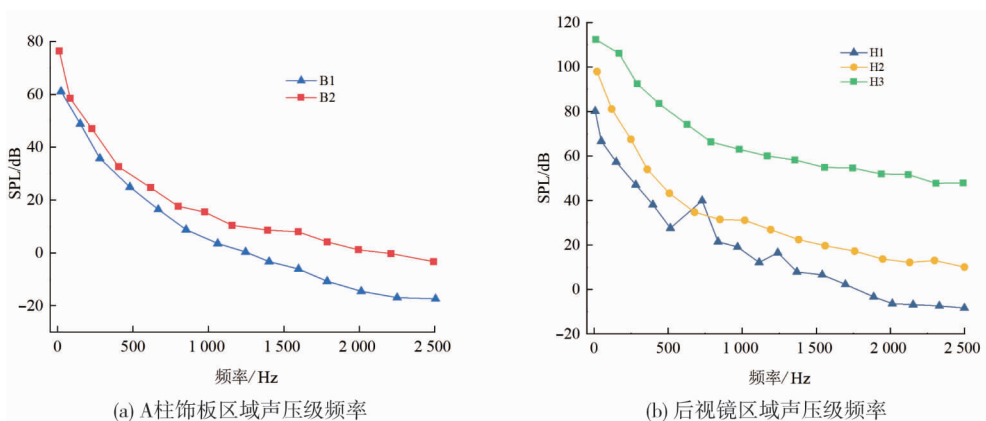


图 11 A 柱饰板及后视镜区域声压级频率特性



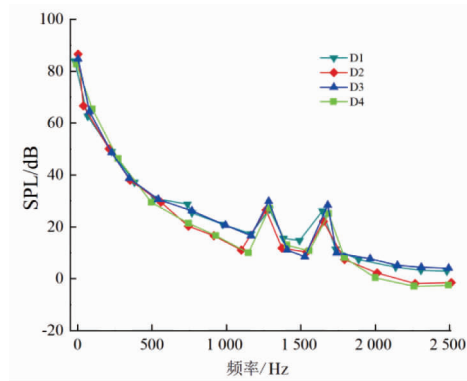


图 12 导流罩区域 D1~D4 监测点声压级曲线

随着频率的升高,各区域监测点声压级都呈现出下降的趋势.这是因为尺寸较大的涡流在遇到上述突出部位时破碎成小涡,根据柯尔莫哥洛夫理论,大涡的能量向小涡的能量传递时,动能会以摩擦的形式消耗掉一部分,故高频部分的能量低于低频部分.

## 2.4 声场求解

声学求解器采用 LMS Virtual.Lab 进行驾驶室内声场计算,图 13 为声学有限元模型.声场仿真值与试验值对比如图 14 所示,低频阶段由于发动机、传动系统以及路面激励带来的干扰,使得试验值与仿真值误差较大.随着频率的增大,中高频段的仿真值与试验值逐渐吻合.结合 2.3 节外流场所捕捉到的声压峰值可知,侧窗缝隙、侧导流板、侧门缝隙影响范围主要在 500~750 Hz, 1 350~1 700 Hz.



图 13 声学有限元模型

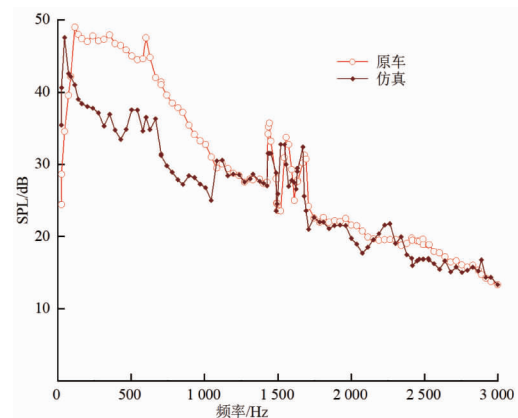


图 14 试验声压级与仿真声压级对比

## 3 测试结果及分析

### 3.1 试验验证

仿真捕捉到侧导流板是啸叫的主要声源,现设计单项试验方案与组合式试验方案进行验证.单项试验方案为单独拆除驾驶室某部件或者单独对缝隙、空腔进行封堵,具体如图 15 所示.

测试工况及相对应测试结果如表 2 所示,其中工况 1 为不改动任何部件的原车状态,工况 2~7 分别为增大后视镜角度(后视镜与侧窗的夹角)、堵后视镜缝隙、堵遮阳罩安装孔、堵侧导流板、拆遮阳罩.

从测试结果来看,各工况的风噪总值均有不同程度的改善,改善效果较明显的是堵侧导流板与拆遮阳罩,噪声总值分别下降了 1.2 dB(A), 0.8 dB(A);语言清晰度分别提高了 3.6%, 2.2%.但除封堵侧导流板外,其余各工况 1 350~1 700 Hz 的 RMS 值没有受到明显影响.如图 16



图 15 单项封堵试验

所示,与原车的云图作对比,封堵侧导流板声压值在 1 350~1 700 Hz 有了较大的改善,测试人员反馈该工况测试时听不到啸叫声,这证实了侧导流板是引起啸叫的部位.

表 2  单项试验方案逆风测试结果

| 序号 | 测试工况    | 噪声总值(A)/dB | 1 350~1 700 Hz RMS 值(A)/ dB | 语言清晰度/ % |
|----|---------|------------|-----------------------------|----------|
| 1  | 原车      | 70.0       | 55.9                        | 56.0     |
| 2  | 增大后视镜角度 | 69.6       | 55.9                        | 57.2     |
| 3  | 堵后视镜缝隙  | 69.8       | 55.8                        | 56.5     |
| 4  | 堵遮阳罩安装孔 | 69.6       | 55.9                        | 56.5     |
| 5  | 堵侧导流板   | 68.8       | 52.3                        | 59.6     |
| 6  | 拆遮阳罩    | 69.2       | 55.7                        | 58.2     |

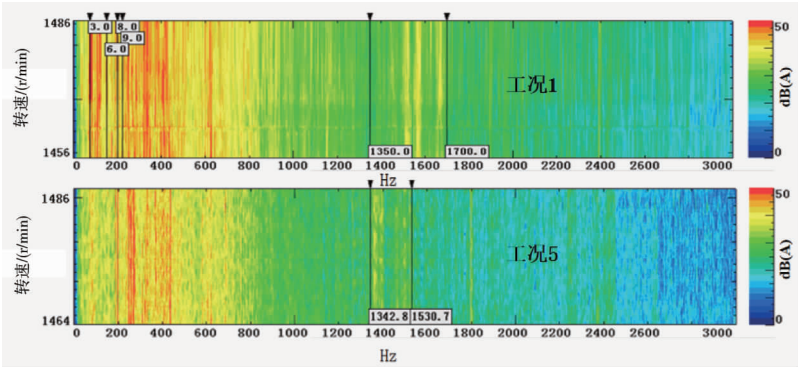


图 16  工况 1 与工况 5 声压云图

为避免遮阳罩、导流罩以及其他部件产生干扰,进一步验证侧门缝隙、侧窗缝隙的频率影响范围.在拆除遮阳罩和封堵导流罩的基础上设计了组合封堵试验方案.表 3 所示为测试工况,工况序号接着单项试验,工况 7~工况 10 为顺序叠加变化.

表 3  组合式试验方案

| 序号 | 测试工况                         |
|----|------------------------------|
| 7  | 拆遮阳罩+堵侧导流板                   |
| 8  | 拆遮阳罩+堵侧导流板+后视镜缝隙             |
| 9  | 拆遮阳罩+堵侧导流板+后视镜缝隙+堵侧门缝隙       |
| 10 | 拆遮阳罩+堵侧导流板+后视镜缝隙+堵侧门缝隙+堵侧窗缝隙 |

测试结果如表 4 所示,总体上看驾驶室密封性越好,车内噪声总值越低,语言清晰度越高.从图 17 可知:随着侧门缝隙、侧窗缝隙的进一步封堵,1 350~1 700 Hz 频段的峰值逐渐消失,这与外流场 H1 与 D3 出现声压峰值的频段相吻合.除此之外,对比工况 9 与工况 10 的云图可以看出,封堵侧窗缝隙对 500~750 Hz 频段的噪声峰值也有较大的改善,这说明 500~750 Hz 也是侧窗缝隙的影响频率范围,这与外流场 H1 捕捉到 500~750 Hz 出现峰值的结果相吻合.

综上所述,利用封堵法逐一对比确定了引起啸叫的部位,试验中导流罩、侧门缝隙、侧窗缝隙噪声峰值出现频率范围与仿真捕捉的结果相一致,验证了仿真捕捉的可靠性.

表 4  组合式试验方案逆风测试结果

| 序号 | 噪声(A)/dB | 风噪 1 350~1 700 Hz RMS 值(A)/ dB | 语言清晰度/ % |
|----|----------|--------------------------------|----------|
| 7  | 68.1     | 52.1                           | 59.8     |
| 8  | 67.8     | 52.0                           | 62.5     |
| 9  | 66.9     | 50.5                           | 63.6     |
| 10 | 65.7     | 50.1                           | 65.3     |

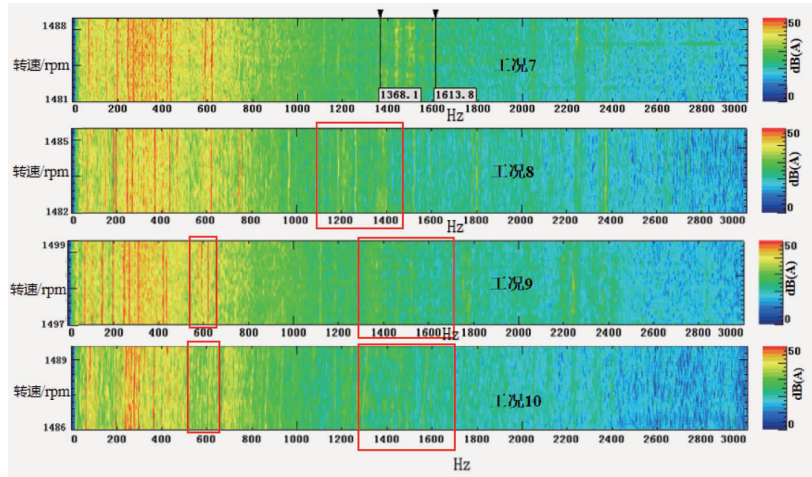


图 17 工况 7 至工况 10 风噪声压云图

### 3.2 风噪贡献量分析

为研究顺逆风向下各部件对车内风噪贡献量的影响,以 3.1 节相同的工况在回程时进行测试,回程时为顺风.各部件的风噪贡献量用语言清晰度改善程度进行表示<sup>[11]</sup>,记为  $\Delta AI$ .  $\Delta AI$  为正值说明驾驶室内部的语言清晰度提高.

如图 18 和图 19 所示,逆风时驾驶室各部件的风噪贡献量,从大到小排列分别为侧导流罩板、遮阳罩、侧窗缝隙、增大后视镜角度、侧门缝隙、后视镜缝隙、遮阳罩安装孔.顺风时增大后视镜角度语言清晰度相比于原车有所下降,这表明通过调整后视镜角度的方式来改善车内风噪,需要综合分析顺逆风向的测试结果.总体上顺风的噪声总值要比逆风时要低,顺逆风向下各部件的频率影响范围是一致的,但顺风时语言清晰度的改善效果相对较小.

风噪的形式有脉动噪声、气吸噪声、空腔噪声和风振噪声<sup>[12]</sup>.上述驾驶室外各部件中侧导流罩板、遮阳罩处噪声产生的原因,是由于高速气流在经过该区域时冲击、破碎,从而形成湍流脉动激励;后视镜缝隙、遮阳罩安装孔,是由于镜壳与镜片之间存在缝隙形成空腔,当气流流经该空腔时产生空腔噪声.侧门缝隙、侧窗缝隙,是由于商用车在高速行驶时,驾驶室内外表面存在较大压差,这些缝隙就成为气流流通的通道,从而形成气吸噪声.

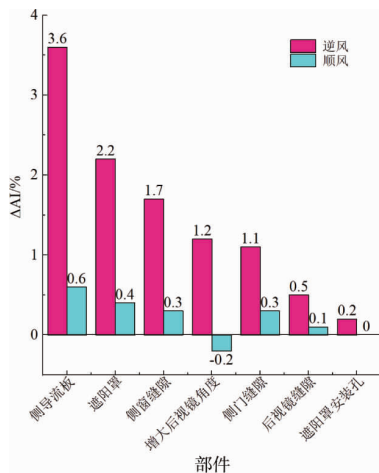


图 18 逆风与顺风下各部件风噪贡献量

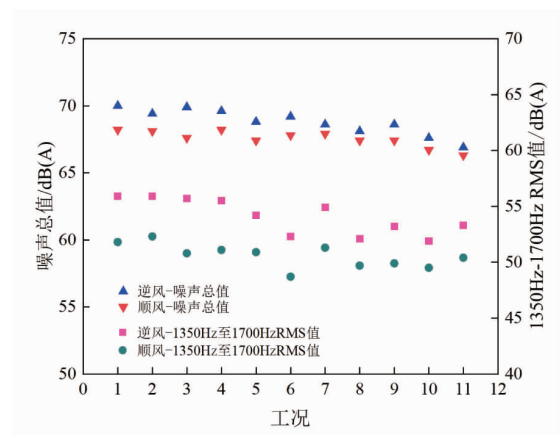


图 19 逆风和顺风下各工况噪声总值与 1 350~1 700 Hz 频段的 RMS 值对比

## 4 侧导流板区域优化

对整车进行试验的过程中,可以发现侧门缝隙、侧门车窗缝隙与导流罩的噪声贡献占主导地位,加强侧门缝隙和侧门车窗缝隙的密封后,可有效地减少这两部分部位对车内的噪声贡献.导流罩支柱形状类似于杆状物体,该区域声压的大小主要取决于杆件尾流中周期性涡街脱落产生的脉冲激励<sup>[13]</sup>.因此,本文主



要的优化途径为降低支柱尾部涡街脱落频率。

通过多次试验发现,在导流板支柱上加装扰流片,测试时车内主观上听不到啸叫声,加装位置如图 20 所示。从图 21 分析得知:加装扰流片后原本处于 750~1 750 Hz 的声压峰值趋于平缓,且声压曲线在中高频段低于原车。车内噪声总值由 70.0 dB(A)降至 68.2 dB(A),语言清晰度由原来的 56%提高至 59.8%,说明该优化方案对改善车内风噪具有良好的效果。

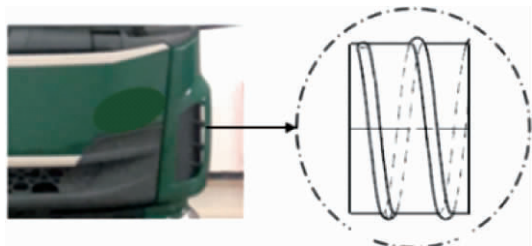


图 20 侧导流板支柱加装扰流片

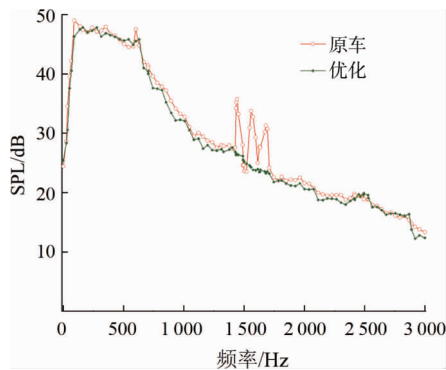


图 21 扰流片加装前后的频谱对比

## 5 结论

1) 各主要部件外流场声压级在低频区域均呈现随频率升高而衰退的特点;外流场与内声场出现的声压级峰值的频段具有相似性。

2) 仿真得到侧导流板、侧门缝隙以及侧窗缝隙的主要影响频率范围,并捕捉到导流板支柱是啸叫声源,通过试验验证了仿真捕捉有较强的可靠性。

3) 同一工况下,顺风时车内的噪声总值要比逆风时要低,但顺风时语言清晰度的改善效果相对较小;顺逆风向下各部件的频率影响范围是一致的。

4) 在导流板支柱上加扰流片消除了啸叫声,有效降低了车内风噪声,为后续商用车风噪性能的开发提供了一种技术方案。

## 参考文献:

- [1] 杨春清, 苏丽俐, 李洪亮, 等. 高速工况车内语言清晰度优化[J]. 汽车工程师, 2016(1): 31-34.
- [2] 江昊, 柳阳. 基于连续伴随的汽车后视镜风噪敏感度分析方法[J]. 汽车工程学报, 2019, 9(6): 441-444.
- [3] 王元良, 陈鑫, 张英朝, 等. 基于直接 CAA 与 SEA 的汽车风噪预测与控制[J]. 汽车工程, 2021, 43(1): 86-93.
- [4] 徐明, 叶佳, 朱茂桃. 后视镜内侧夹角对气动噪声的影响[J]. 科学技术与工程, 2022, 22(17): 7174-7182.
- [5] POSSON H, PÉROT F. Far-field evaluation of the noise radiated by a side mirror using LES and acoustic analogy[C]//12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (27th AIAA Aeroacoustics Conference). AIAA, 2006: AIAA2006-2719.
- [6] LEE K, LEE S, LEE S, et al. Numerical investigation of whistling sound in narrow-gap flow of automobile side mirror[J]. Applied Acoustics, 2022, 197: 108893.
- [7] HU B F, LU Z J, CUI Q M, et al. Prediction and aerodynamic analysis of interior noise and wind drag generated by the outside rear-view mirror for commercial vehicles[J]. Shock and Vibration, 2020, 2020(1): 8893959.
- [8] HUANG H Y, CHEN Z, LI J, et al. Direct discontinuous Galerkin method and its variations for second order elliptic equations[J]. Journal of Scientific Computing, 2017, 70(2): 744-765.
- [9] 刘杰, 庄超, 刘汉光, 等. 基于数值计算的重型卡车气动噪声研究[J]. 工程机械, 2019, 50(11): 41-46.
- [10] DENG G M, ZHENG S L, WU X, et al. Optimal study on the TL of automotive door sealing system based on the interior speech intelligibility[C]//SAE Technical Paper Series. SAE International, 2018: 2018-01-0672.
- [11] 杨健国, 张思文, 董国旭, 等. 汽车车内风噪频率特性的风洞试验研究[J]. 汽车工程学报, 2019, 9(6): 445-451.
- [12] 庞剑. 汽车车身噪声与振动控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 2015: 431.
- [13] 蒋明君, 乔力伟, 范文婷, 等. 改形杆件远场气动噪声特性分析[J]. 中国科技信息, 2022(9): 108-111.