

文章编号: 100028055(2009) 072157207

微型客车后视镜气动噪声仿真分析与控制

汪怡平¹, 谷正气¹, 杨 雪², 李伟平¹, 袁志群¹

(11 湖南大学 汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 长沙 410082;

21 武汉军械士官学校 光电实验室, 武汉 430075)

摘 要: 采用大涡模拟(LES)对某微型客车的瞬态外流场进行仿真分析,应用 Lighthill-Curle 声类比理论,采用 FW2H 声学模型,预测其车外气动噪声特性.对后视镜局部造型进行优化改进.最后进行了实车道路实验,测试了 60~120 km/h 整车噪声,测试结果表明,通过改进后视镜的造型整车噪声有了明显降低,且最大降幅为 11.2 dB.

关 键 词: 计算流体力学(CFD); 大涡模拟(LES); 气动噪声; 声类比

中图分类号: U461.1

文献标识码: A

Aerodynamic noise analysis and control for minivan car side view mirror

WANG Yiping¹, GU Zhengqi¹, YANG Xue², LI Weiping¹, YUAN Zhiquan

(11 State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacture for Vehicle Body,

Hunan University, Changsha 410082, China;

21 Optoelectronic Technology Laboratory,

Wuhan Ordnance Noncommissioned Officers School, Wuhan 430075, China)

Abstract: The transient exterior flow field of a minivan was computed by large eddy simulation (LES), and then the noise characteristic was predicted using FW2H acoustic model based on Lighthill-Curle acoustic analogy theory. The local shape of the mirror was modified to reduce the aerodynamic noise. Finally a real vehicle road test was implemented, with the test velocities from 60 km/h to 120 km/h. The result shows that the vehicle noise has been noticeably reduced, or even down to 11.2 dB, by modifying the mirror shape.

Key words: computational fluid dynamics (CFD); large eddy simulation (LES); aerodynamic noise; acoustic analogy

汽车辐射噪声可分为三类,即动力系统噪声、轮胎噪声及气动噪声.随着科学技术的发展前两种噪声得到了很好的控制,但随着高速公路的崛起与车速的提高,气动噪声开始变得日益严重与突出.理论研究表明,气动噪声与巡航速度的 6 次方成正比($Ma < 1$),德国产 15 种汽车噪声实验表明,当车速为 70 km/h 时,由气动噪声引起的驾

驶员耳旁处噪声为 62~78 dB^[1],当车速提高到 110 km/h 时,气动噪声上升到 72~87 dB,1985 年美国 Collaborative 公司的 Dejong R. G. 等人发现,当车速达 90 km/h,仅后视镜产生的气动噪声就超过了 90 dB.美国噪声法规中规定,汽车车内噪声一般不得超过 70 dB.可见高速行驶时,仅气动噪声就已使车内噪声超标.因此研究和降低气

收稿日期: 20080212; 修订日期: 200903219

基金项目: 国家高技术研究发展 863 计划(2007AA04Z122); 教育部长江学者与创新团队发展计划(531105050037);

湖南省科技计划重大项目(06FJ2001)

作者简介: 汪怡平(1984-),男,湖南衡阳人,博士生,主要从事汽车空气动力学气动噪声研究.

动噪声已成为控制高速车辆噪声的关键之一,为此,近年来美、英、日、德等国开始对汽车气动噪声问题进行研究,并不惜巨资建设实车声学风洞.

汽车外部气动噪声主要是由于汽车表面突出物对气流的影响,引起表面压力脉动产生的.后视镜在汽车气动噪声中起着不可忽视的作用,从空气动力学的角度来看,后视镜是暴露在高速气流中的钝头体,其后的湍流结构比较复杂,对汽车车窗附近的噪声有较大影响.经风洞试验证明,安装后视镜将使 1 kHz 以上的高频气动噪声加强,最多可增加 6 dB^[2],这将严重影响乘客的舒适性.基于此,本文在应用大涡模拟 (LES) 计算汽车的瞬态外流场以及应用 FW2H (Ffowcs Williams & Hawkings model) 声学模型对噪声特性进行预测的基础上,对后视镜外部造型进行了优化改进,分析结果表明通过改进后视镜的局部造型能够有效地降低整车气动噪声.

1 大涡模拟理论以及 FW2H 方程

1.1 大涡模拟的基本思想

将 Navier-Stokes 方程在物理空间进行过滤^[3],得到不可压缩流体 LES 控制方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho} \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial S_{ij}}{\partial x_j} \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho} \bar{u}_i) = 0 \quad (2)$$

式中 $\bar{\rho}$ 为流体密度; $\bar{u}_i$ 和 $\bar{u}_j$ 为过滤后的速度分量; L 为湍流黏性系数; S_{ij} 为亚格子尺度应力.

为使控制方程封闭,当前,采用较多的亚格子模型是涡旋黏性模型

$$S_{ij} = -\frac{1}{3} \bar{\rho} \bar{D} = -2L S_{ij} \quad (3)$$

式中 $\bar{D}$ 为克罗内克系数; L 为亚格子湍流黏性系数; S_{ij} 是求解尺度下的应变率张量分量.

1.2 FW2H 方程

FW2H 方程为 1969 年由 Ffowcs Williams 和 Hawkings^[4] 利用 Lighthill 的声学近似理论推导出了适合流体中运动固体边界条件的 FW2H 方程

$$\left(\frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \nabla^2 \right) p_c = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \{ T_{ij} H(f) \} - \frac{\partial}{\partial x_i} [n_i p D(f)] + \frac{\partial}{\partial t} [Q_n D(f)] \quad (4)$$

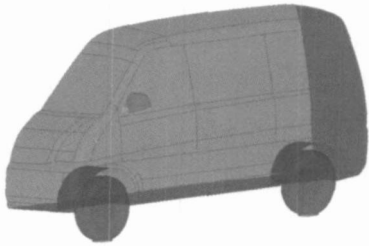
式中 p_c 为声压, n_i 为表面法向量, v_n 为法向速度, a_0 为声速, T_{ij} 为 Lighthill 张量. 方程右侧三项分别代表四极子、偶极子和单极子. 由式(4)可以求出自由空间的声压. 文中未考虑壁面的散射、反射和折射,只计算了声源及其自由场中的辐射.

在汽车气动噪声分析中,汽车表面可看作是刚性的,所以单极子源噪声可近似为零,由文献[5]知气动噪声中的四极子源噪声与偶极子源噪声强度之比正比于马赫数的平方,地面车辆属于低马赫数运载工具,四极子源噪声远小于偶极子源噪声,可略去不计,因此对于汽车气动噪声的研究主要是针对偶极子源噪声的特性.

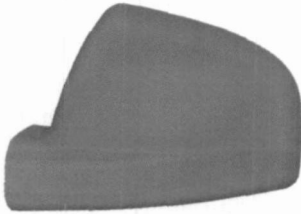
2 外流场计算

2.1 计算模型

在国内外对汽车后视镜的气动噪声研究中^[6-8],通常只对单独后视镜外流场气动噪声进行数值模拟,即将后视镜固定在平板上,并没有模拟 A 柱区域(前挡风玻璃与侧窗连接处)的流动状态.本文采用能准确反映汽车驾驶室外形 1 B1 微型客车模型作为研究后视镜外流场和气动噪声的载体.具体见图 1 模型长 L 为 4018 mm,宽 W 为 800 mm,高 H 为 1860 mm.



(a) 简化的微型客车模型



(b) 后视镜局部放大图

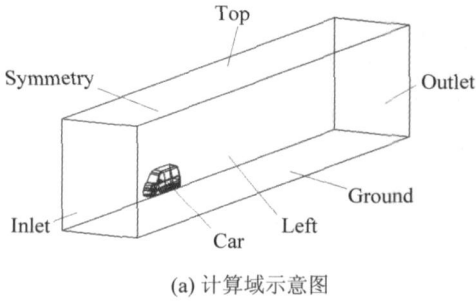
图 1 计算模型

Fig. 1 Computation model

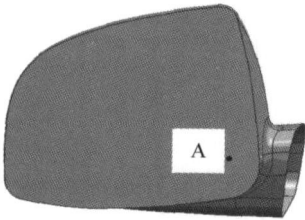
2.2 确定计算域

本文采用的计算域为包围汽车模型的长方体(图 2),长约 10L,宽约 5W,高约 4H.进行噪声分析设定的接收点 A,位于后视镜尾涡区,具体坐标

为(- 200mm, - 740mm, 847mm), 位于车身表面外侧, 距车身外表面垂直距离约 40 mm.



(a) 计算域示意图



(b) 接收点的位置

图 2 计算域与接收点

Fig. 2 Computation domain and the location of received point

2.1.3 网格划分

图 3 为车身纵对称面上的网格分布图, 由于后视镜对车外气动噪声影响最大, 因此在后视镜附近使用了精细的网格(图 4). 采用 Delaunay 方法生成空间网格, 为了模拟附面层效应, 在车身表面, 生成了三层精细的棱柱网格.

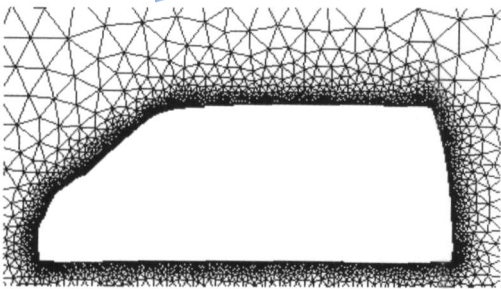


图 3 纵对称面上的网格分布图

Fig. 3 Cross-sectional views of the mesh, along the symmetry plane

2.1.4 边界条件及初始条件

进口: 距车头约 3L 处, 为入流边界, 速度大小设为 25 m/s; 出口: 距车尾约 5L 处, 为压力出口边界条件; 地面: 滑移壁面, 速度为 25 m/s; 车身: 无滑移壁面; 对称面: 对称边界条件. 其他面:

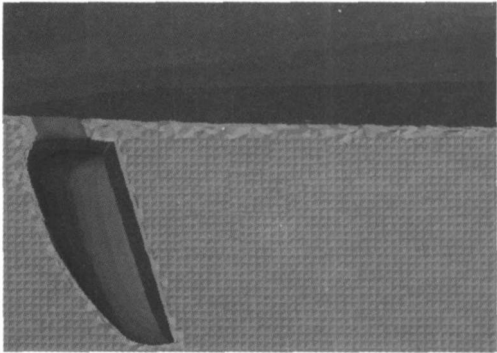


图 4 后视镜附近的精细网格

Fig. 4 Elaborate mesh in the vicinity of the mirror

静止壁面. 初始时整个计算域中为空气介质, 压强为一个标准大气压, 流场速度分布均为汽车行驶速度. 在进行瞬态求解前先采用标准的 k2E 模型进行稳态求解, 作为瞬态求解的初始值.

由于网格数目庞大以及大涡模拟计算的复杂性, 每个时间步的计算量都相当大. 因此, 合理选取时间步显得至关重要. 时间步由采样时间和时间步长决定, 其中, 采样时间的倒数就等于频域中相邻两个频率的间隔. 本文采样时间为 0.1 s, 即频域中频率间隔为 5 Hz. 时间步长决定了计算的最高频率, 根据奈奎斯特(Nyquist)采样定律, 为不使原波形产生 1/2 周期损失, 采样频率至少应为信号最高频率的两倍. 参考相关资料, 当频率超过 5000 Hz, 表面脉动压力和车外噪声的能量均已相对较小, 所以本文计算的最高频率为 5000 Hz, 即时间步长为 1×10^{-4} s, 每时间步迭代 20 次.

2.1.5 流场分析

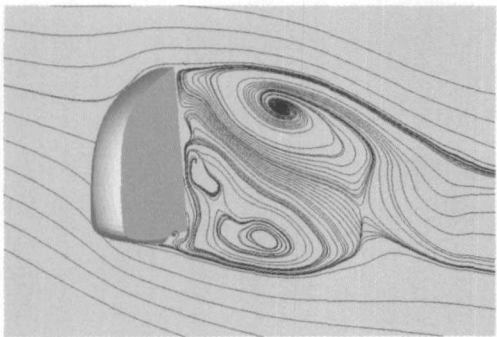
研究表明^[7], 无论是车内还是车外的气动噪声, 汽车前车窗的脉动压力是主要的噪声源, 这些脉动压力的产生主要归因于前 A 柱和后视镜附近存在着三维分离涡. 如图 5 所示为 A 柱及后视镜后部存在的大尺度涡与次生涡.

图 6 是车身表面速度矢量图. 由于 A 柱、后视镜上拐角的存在, 使得气流在此分离, 流速加快. 且在其背后产生较强的涡流(图 5). 气流流经 A 柱和后视镜后分离成两股, 一股是有旋流, 流速放缓并直接击打到车窗表面; 另一股是无旋流, 流速加快, 直接从有旋流的外侧流过, 流过一段距离后附着到前侧窗. 相比之下, 有旋流产生的脉动压力远高于其它区域上的脉动压力.

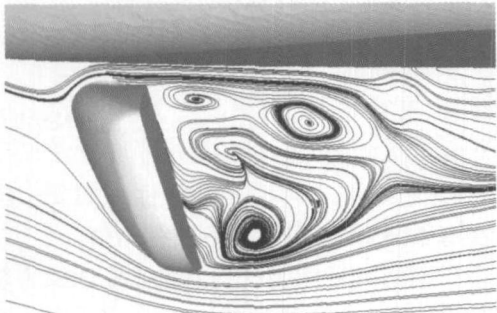
图 7 为车身表面静压等值线图. 可以看到, 后视镜迎风面的压力梯度变化较大, 产生逆压梯度区, 导致气流分离. 在后视镜的外侧边缘区域, 尤

3 气动噪声分析

在计算资源有限以及不需要精确求解噪声的情况下,可以在进行车外流场稳态分析基础上利用 Proudman 方程计算车外流场的声功率,了解汽车表面噪声源分布情况.如图 8 所示为声功率级等于 70 dB 的等值线图,从图中可以看出,气动噪声源主要分布在后视镜以及前轮迎风面处,其中后视镜附近尤为突出.为详细了解车外气动噪声的特性,就需要将大涡模拟进行瞬态计算得到的满足时间精度要求的各相关变量(压强、速度和密度)在车身表面(声源面)上的数据计算接收点处的声压信号.通过快速傅立叶变换得到声压频谱图.



(a) 纵切面



(b) 水平切面

图 5 后视镜附近的流场

Fig. 5 Flow field around the mirror

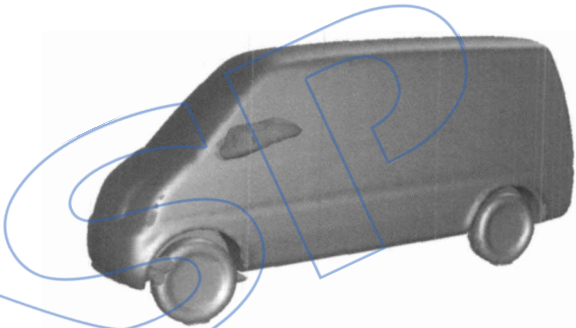


图 8 外场声功率级等于 70 dB 等值面

Fig. 8 Isosurface acoustics power level of 70dB

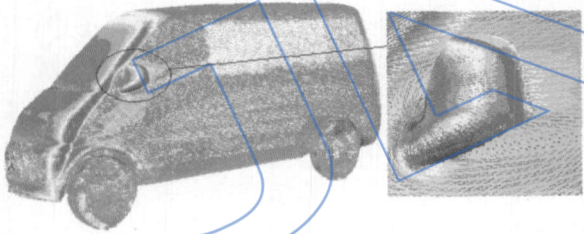


图 6 车身表面速度矢量图

Fig. 6 Velocity vector graph of the vehicle body surface

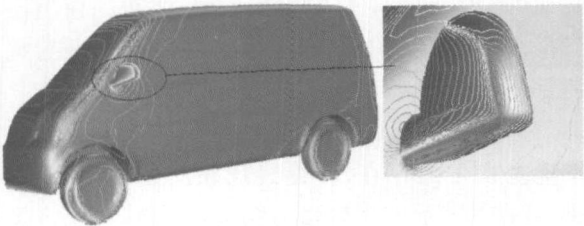


图 7 车身表面压力分布图

Fig. 7 Contour plot pressure of the vehicle body surface

其是后视镜底部,压力变化非常剧烈.

通过对速度矢量图和静压等值线图分析可得,相对流速越大,等静压力线分布越密,压力梯度越高,此处的脉动压力值相对越大.

图 9 给出了接收点处声压级与频率关系曲线.从接收点处声压级在各个频率上分布情况来看,声压级是宽频谱,无明显主频率,但能量主要集中在低频区,且随着频率增加而下降,在低频区下降较快,在 2 000 Hz 以上高频部分衰减较慢.随着频率增加,接收点处声压级逐渐下降,并在 60 dB 上下波动.

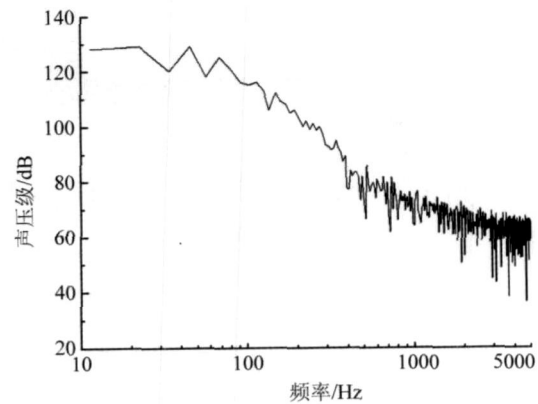


图 9 接收点处的声压级

Fig. 9 Sound pressure level of the received point

为了得到车外气动噪声随车速的变化规律, 从 60~ 120 km/h, 每隔 10 km/h 进行一次数值计算, 图 10 给出了声压级随车速的变化曲线. 数据表明, 速度每升高 10 km/h, 声压级增加约 21.5 dB, 即车外气动噪声大致与车速的六次方成正比, 而由声学理论可知, 偶极子源噪声与气流速度的六次方成正比, 这也从侧面说明车外气动噪声源主要为偶极子^[9].

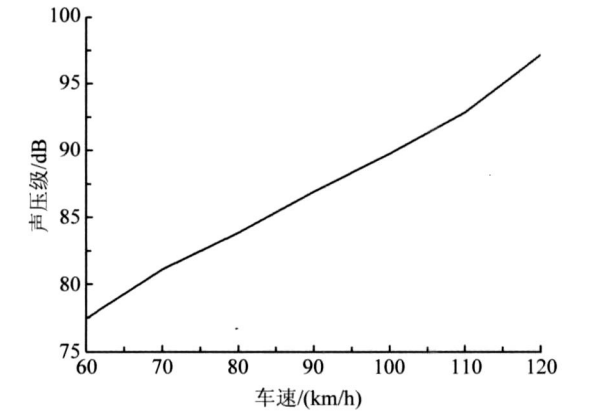


图 10 气动噪声与车速之间的关系

Fig. 10 Relationship between the aerodynamic noise and vehicle speed

4 噪声控制方案研究

通过流场分析可以发现后视镜底部压力变化非常剧烈, 会出现类似口哨的噪声, 对整车的气动噪声贡献比较大, 后视镜造型比较扁平, 导致背风区的涡流区较大, 压力脉动较大, 针对此问题. 本文从两个方面分别对后视镜局部造型进行改进: 方案 1, 增大底部圆弧过渡, 使之更趋流线形; 方案 2, 优化后视镜镜面形状并使镜面后部过渡更趋平缓, 具体如图 11 和图 12 所示.

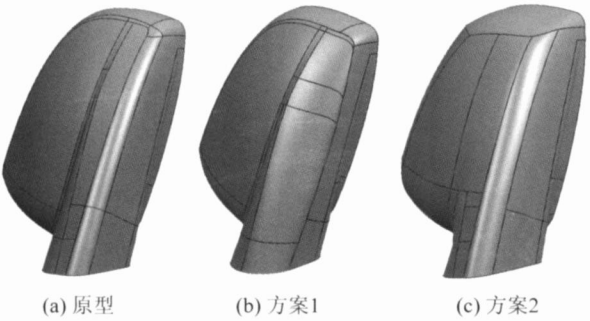


图 11 修改前后模型对比

Fig. 11 Comparison of model

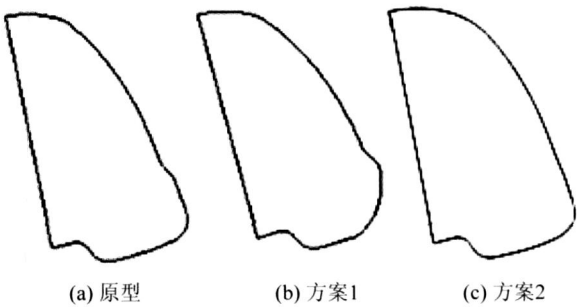


图 12 修改前后后视镜截面图对比

Fig. 12 Comparison of section

5 结果对比

5.1 仿真分析

如图 13 所示为后视镜背风区涡量及流线图, 从图上可以看出, 方案 1 增大底部曲率, 使底部气流上翻破坏了上部涡从而改善尾涡区. 方案 2 中镜面后部过渡更趋平缓, 大大减少了尾涡涡量绝对值最大的区域且尾涡得到较好的改善. 图 14 所示为改进前后声压频谱图, 由图可知两个方案均能有效降低车外气动噪声.

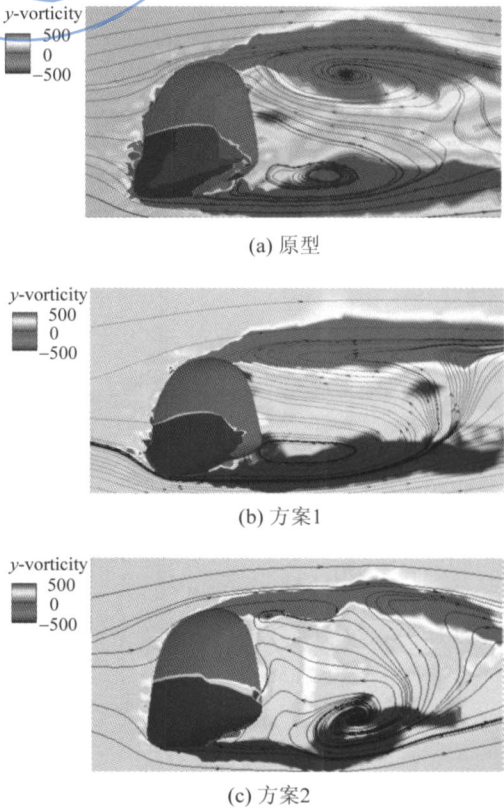


图 13 截面 $y=0.83\text{ m}$ 上的涡量及流线图

Fig. 13 Vortices and streamlines on the $y=0.83\text{ m}$ section

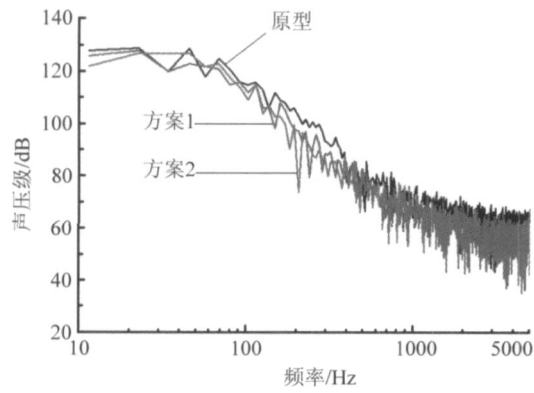


图 14 改进前后声压频谱图

Fig. 14 Numerical simulation comparison of sound pressure level

51.2 实验研究

目前,我国尚没有能够进行实车气动噪声测试的声学风洞,所以本文采用的是实车道路实验.测试地点为柳州北环高速,柳北至太阳村的平坦柏油路面,天气晴,气温 32 e,南风 2 m/s,采用比利时 LMS 公司 Test. Lab 噪声测试设备,集成 Test. Lab 7A 试验分析软件系统与 16 通道 SCADAS 便携式数据采集前端.使用丹麦 GRAS 公司的预极化传声器和前置放大器.一共进行了两个实验.

实验 1 为验证仿真的可行性,在车速 90 km/h 时测试接收点的噪声值,并与计算仿真得到的频谱图进行对比(图 15).

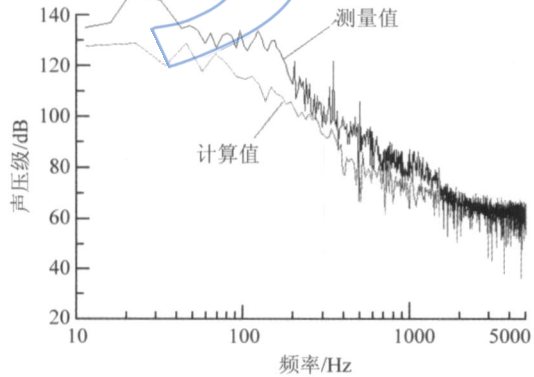


图 15 接收点实验测量值与仿真结果对比

Fig. 15 Experimental data compared to the simulation result at the received point

由于测量的是整车的噪声,在中低频段计算值和测量值相差较大,最大达 20 dB 之多,随着频率的增加,二者的误差逐渐减小,两条曲线吻合的比较好,说明在高频段,气动噪声占主要成分.计算得到的总声压级为 87 dB,与实验值 97 dB,存在 10 dB 的

误差.造成误差的原因主要有两方面:一方面是实验过程中其它噪声源的贡献,尤其是路面激励引起的结构振动,这类噪声以低频为主,使得测量值偏大,另一方面是计算时,对模型进行简化处理引起的,比如忽略了天线、门把手、雨刮器等车身附件产生的气动噪声;忽略车身表面存在的孔缝引起的尖啸声;忽略了局部小台阶(如 A 柱后)气流分离引起的气动噪声;忽略了底盘结构引起的气动噪声.

实验 2 为验证后视镜模型修改是否能降低车内噪声,对改进方案 1 进行了测试.鉴于消费者越来越关注驾乘的舒适性,测量位置选择在驾驶员左耳处,测量速度为 60~ 120 km/h,速度间隔为 10 km/h.图 16 为修改前后发动机转速与声压级的关系,从图中可以看出在车速低于 70 km/h 时噪声值基本上不变,这说明在 70 km/h 以下气动噪声对整车噪声基本上没有贡献,测试表明在车速为 70~ 120 km/h 之间通过对后视镜造型修改噪声确实有降低,且最大降幅有 11.2 dB(图 17),

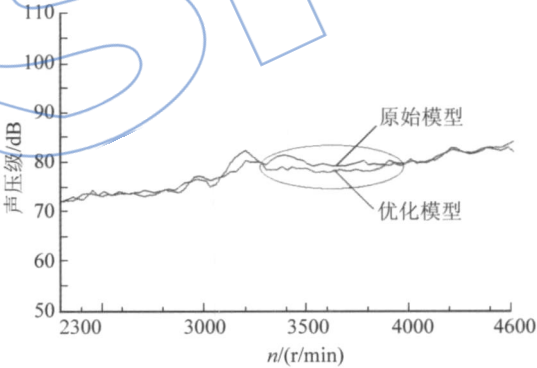


图 16 修改前后发动机转速与声压级的关系

Fig. 16 Relationship between the revolutions per minute and sound pressure level

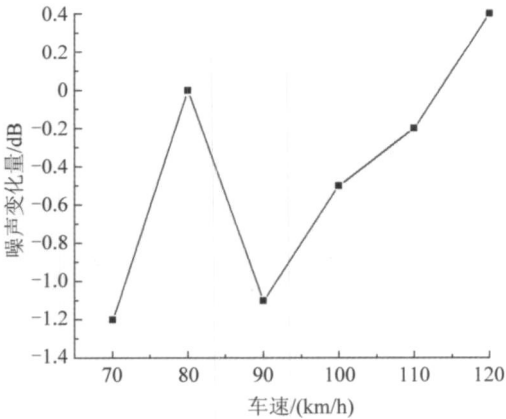


图 17 不同车速下的噪声变化量

Fig. 17 Noise incremental under different speed

由于测试的是整车的噪声,这就说明在车速为 70 km/h 到 120 km/h 之间气动噪声开始占据主导作用. 由于该车的设计速度在 130 km/h, 所以当车速达到 120 km/h 时整个车振动强烈, 测试意义不大.

6 结 论

1) 利用 LES 和 FW2H 声学模型可以在汽车开发的初期预测存在的气动噪声问题, 减少开发后期的测试, 从而节约成本, 缩短周期.

2) 模拟过程和模拟结果可用于后视镜声学结构方案评价与比较, 同时, 为整车气动噪声声学结构改进提供重要的参考意见.

3) 后视镜在汽车气动噪声中起着不可忽视的作用. 合理地设计可以有效降低车内噪声的水平. 通过改进后视镜结构, 可以降低车内噪声约 11.2 dB.

参考文献:

[1] 谷正气. 汽车空气动力学[M]. 北京: 人民交通出版社, 2005.

[2] Hinze J O. Turbulence[M]. New York: McGraw2Hill

Inc. , 1975.

[3] Perzon S, Davidson L. On CFD and transient flow in vehicle aerodynamics [R]. Detroit: SAE Papers 200020120873, 2001.

[4] Ffowcs2Williams J E, Hawkings D L. Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion [J]. Philosophical Transactions of the Royal Society America, 1974, 56: 492509.

[5] Zhu M, Hanaoka Y, Aoki K, et al. A numerical study of wind noise around front pillar [R]. Detroit: SAE Paper 930296, 1993.

[6] Lokhanle B, Sovani V, Xu J Y. Computational aeroacoustic analysis of a generic side view mirror [R]. Detroit: SAE Paper 200320121698, 2003.

[7] Hoeld R, Brenneis A, Eberle A, et al. Numerical simulation of aeroacoustic sound generated by generic bodies placed on a plate: Part 1) Prediction of aeroacoustic sources [R]. AIAA Paper 199218961

[8] Siegert R, Schwarz V, Reichenberger J. Numerical simulation of aeroacoustic sound generated by generic bodies placed on a plate: Part 2) Prediction of radiated sound pressure [R]. AIAA Paper 19921895.

[9] George A R. Automobile aerodynamic noise [R]. Detroit: SAE Paper 900315, 1990