

轿车车内噪声声品质改进研究

Study on the Sound Quality of Noise in Car's Body

赵楠楠^{1,2}, 侯献军^{1,2}, 刘志恩^{1,2}, 袁守利^{1,2}, 肖生浩^{1,2}, 颜伏伍^{1,2}

(1 武汉理工大学 汽车工程学院, 湖北 武汉 430070

2 现代汽车零部件技术湖北省重点实验室, 湖北 武汉 430070)

摘要: 针对某轿车在怠速、急加速过程中车内出现异响的现象, 通过尾管噪声试验和模态测试, 判断其排气二阶噪声及怠速共振噪声是主要噪声源。采用共振消声原理, 设计合适的共振结构, 降低二阶低频及共振噪声成分, 采用芦弗管结构, 降低高频气流再生噪声成分, 并使用 GT-Power 软件对发动机加速瞬态尾管噪声进行模拟, 从而使车内噪声得到有效的控制, 声品质得到显著地改善。试验结果表明, 改进后的消声器方案, 在车辆启动和急加速时瞬时尾管噪声的最大值分别降低 11.7 dB(A) 和 8 dB(A)。

关键词: 车内噪声; 主观评价; 声品质; 共振消声; GT-Power

Abstract: Considering that the abnormal noise can be generated under the conditions of idling and acceleration, the main noise sources are thought to include the second order and resonance noises by the experiment of tailpipe noise and modal test. According to resonant principle, a suitable resonant structure was designed to lower the sound level of second order and resonant frequency, a pinch can structure was used to improve the high frequency flow noise, and transient accelerating tailpipe noise was simulated by GT-Power software. All of the means eliminate the abnormal noise and improve the interior sound quality obviously. The test results show that the maximum of transient tailpipe noise at idling and acceleration has a decrease of 11.7 dB(A) and 8 dB(A) separately.

Key words: interior noise; subjective evaluation; sound quality; resonator design; GT-Power

1 引言

汽车的振动和噪声特性是影响汽车乘坐舒适性的一个重要因素。随着人们生活水平的提高, 对汽车乘坐舒适性的要求也不断提高, 不仅要求低的噪声和振动, 而且要求汽车的声音特性满足客户的要求。本文针对某新开发的轿车在样车试验期间, 在怠速及急加速过程中车内存在隆隆异响的现象, 借助试验测试和仿真模拟相结合的方法, 确定引起车内异常噪声的原因是排气噪声过高和怠速共振。根据共振消声原理, 改进消声器结构, 降低尾管噪声、避免怠速共振, 最后达到了车内噪声主观评价的要求。

2 异常噪声源分析

汽车的噪声源有很多种, 如发动机噪声、底盘噪声、车身噪声等, 每种噪声的产生机理也各不

相同^[1]。车内噪声控制的最初步骤就是进行噪声源识别,确定异常噪声的主要来源及主要的噪声频段。只有确定了噪声源,才能有针对性地采取措施进行消声。

首先对样车进行启动、急加速试验,分别测量装配有原消声器及用等长空管代替时的排气口声压级,结果见表 1,试验时背景噪声为 41.2dB (A)。

表 1 某轿车启动、急加速时尾管噪声对比

试验状况	启动瞬间尾管噪声(dB(A))	从怠速急加速到 5000r/min 时最大尾管噪声 (dB(A))
等长空管	92.4	105.8
原消声器	76.7	91.2

由表 1 可知,对于装有原消声器的样车,启动瞬间和急加速时排气口的的声压级均较高,在主观听觉方面,可以听到较明显的隆隆声。由此可以初步判定,排气噪声是引起车内异常噪声的主要原因。

为进一步确定异常噪声的来源,对装有原消声器的车辆进行尾管噪声频谱测试试验。测试按 GB/T 4759-2009《内燃机排气消声器 测量方法》进行,试验仪器采用 LMS 噪声振动测试仪及声级计,节气门全开,发动机转速从 1000r/min 到 4500r/min,共 5 个工况。图 1 为不同发动机转速下声压级随频率变化的 1/3 倍频程曲线。

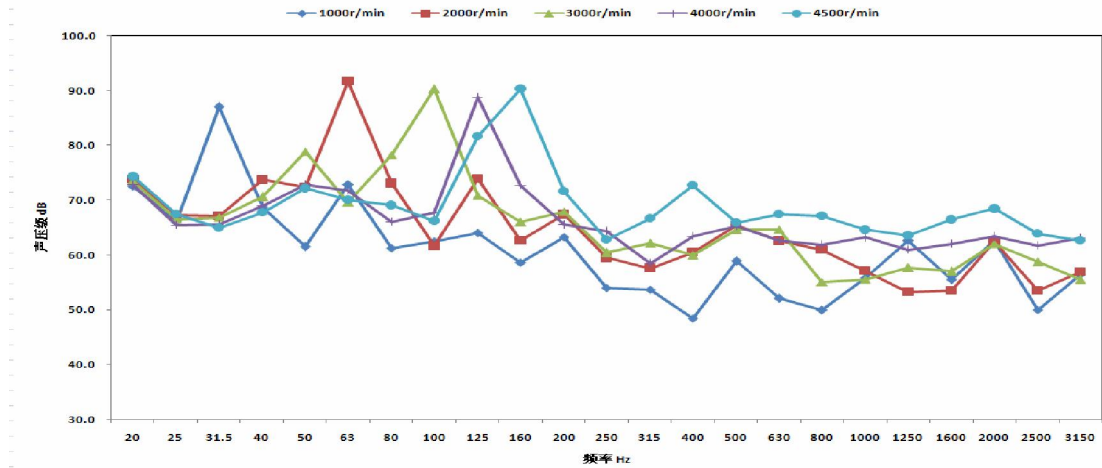


图 1 某轿车尾管噪声频谱图

从图 1中可以看出,发动机转速分别为 1000r/min 2000r/min 3000r/min 4000r/min和 4500r/min时,分别在 31.5Hz 63Hz 100Hz 125Hz和 160Hz处有较突出的峰值,其声压级分别达到 87dB 91.7 dB 90.3 dB 88.8 dB和 94 dB 尾管噪声与发动机的阶次有关,对于 4缸 4冲程发动机,上述峰值处的频率与发动机对应的二阶频率 33.3Hz 66.6 Hz 100 Hz 133.3 Hz 150 Hz,基本接近。可以判断排气二阶噪声是引起急加速噪声异常的主要原因。

同时,对排气系统进行模态测试,使用 LMS SCDAS Mobile 40通道数据采集系统采集数据,通过 LMS TEST.Lab. 9B软件的 PolyMAX模块进行分析。可以发现,1阶扭转模态 27.068Hz与怠速开空调频率 26.667Hz接近,另一模态频率 24.572Hz与怠速关空调激励频率 25Hz接近,都易被激起,产生共振。这是引起怠速噪声异常的主要原因。

3 发动机加速噪声模拟计算及排气系统优化

3.1 加速噪声模型建立

排气系统一般是指从发动机排气多支管到排气尾管各个部件的组合。排气系统可以按照温度高低分成热端与冷端,冷端包括前置消声器、后置消声器、中间管道和尾管等^[2]。发动机燃烧时的噪声、气体和声波在管道中摩擦产生的噪声等噪声都通过靠消声器元件进行消减,原排气系统的冷端如图 2 所示。

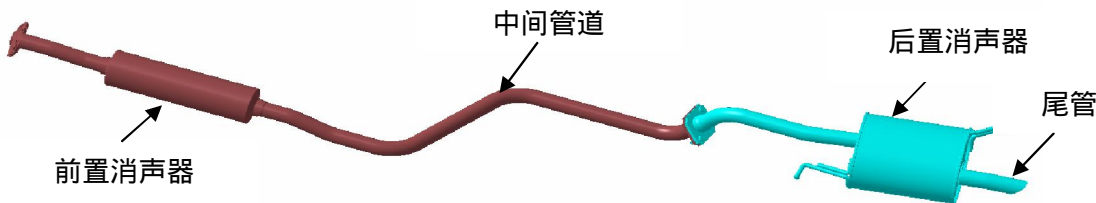


图 2 原排气系统冷端

建立发动机工作过程仿真模型,并对模型进行标定,如图 3 所示^[3,4]。同时建立消声器传声损失计算模型和车辆加速行驶瞬态尾管噪声模型^[5,6]。在 GT-Power 中,将“EngineCrankTrain”模块中的发动机转速一项设置成随时间变化的变量,见图 4,发动机首先在 1000r/min 稳定运行 1s,然后在 10s 内从 1000r/min 加速到 4500r/min,最后保持 4500r/min 运行 1s。

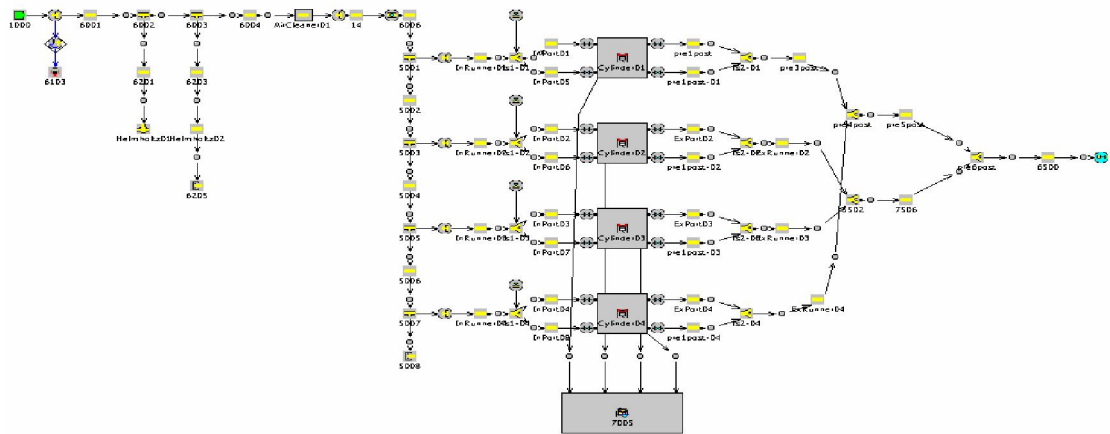


图 3 试验样车发动机工作过程仿真模型

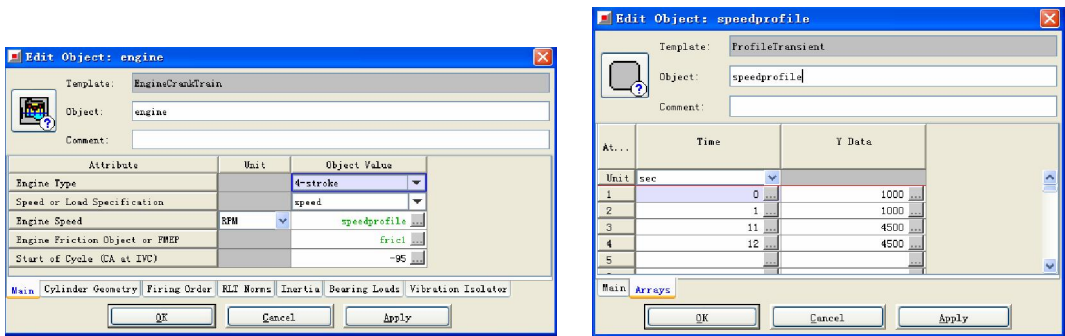


图 4 “EngineCrankTrain” 模块的设置

3.2 消声器改进及性能评价

排气二阶噪声和怠速共振引起的均属于低频噪声，可以采用共振结构予以消除，在不改变消声器整体结构的前提下，设计共振腔，调整穿孔管的穿孔率和穿孔管长度^[7]。一般来说，共振型消声结构的消声频率作用范围为 40 ~ 200Hz。为增加高频消声量，降低气流再生噪声，在主消声器出气管上使用芦弗管结构。同时，为避免怠速共振，使用隔板将前消声器设计为两腔结构^[8]。

图 5 是原始消声器方案和改进设计的两种消声器方案的内部结构，改进方案的前消声器相同。

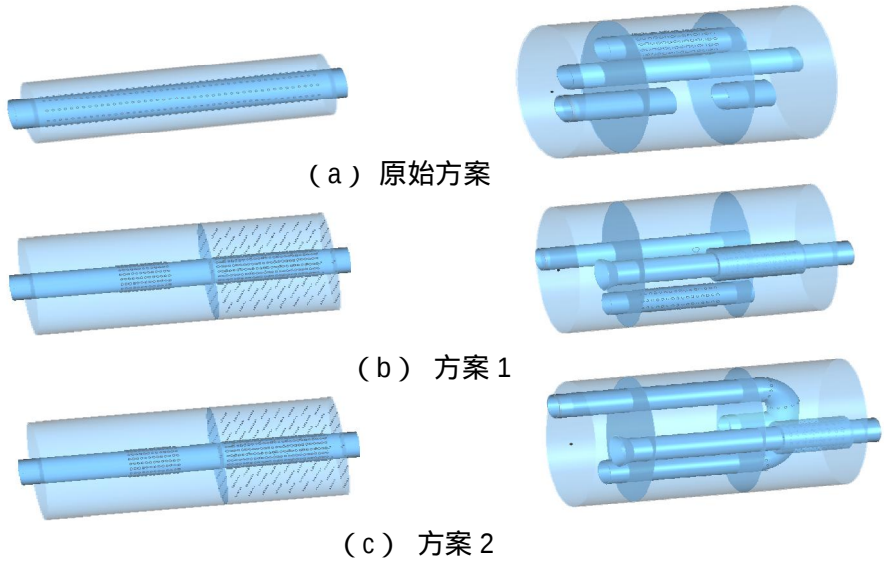


图 5 改进前后消声器结构对比

图 6 是传声损失计算结果。改进后前消声器主要的消声频段是 400Hz 以上，消声量达到 30dB 以上。改进后主消声器在整个频段范围内都有较好的消声效果，消声量基本在 30dB 以上，与原主消声器比较，在 60Hz—200Hz 以下的低频段，普遍有 10dB 以上的消声量，在 120Hz 处存在传声损失峰值，达到 28dB，低频消声效果有明显改善。

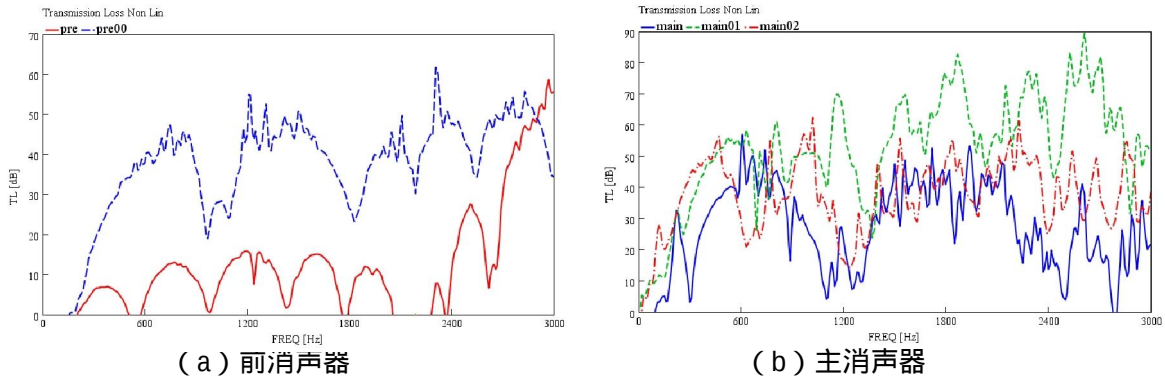


图 6 传声损失对比

图 7 是车辆加速行驶尾管噪声计算结果，其中实线表示原消声器方案，虚线表示改进方案 1，点划线表示改进方案 2。发动机转速在 1500~ 3000r/min 之间，新设计的两种消声器方案加速噪声水平有较明显的改善，下降了 6-10dB(A)，其中方案 1 的效果更好。

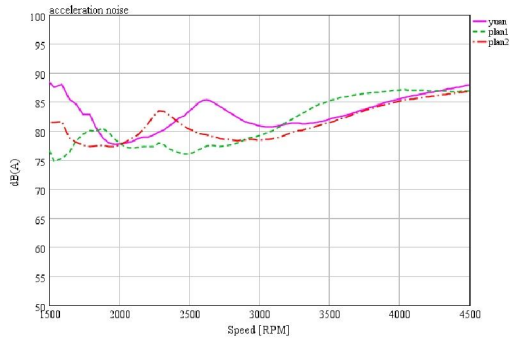


图 7 加速尾管噪声对比

对改进设计的消声器方案进行模态分析，二阶模态为 21.9Hz，三阶模态为 32.7Hz，避免了与怠速频率的共振，怠速车内噪声得到改善。

4 整车测试

将改进设计的消声器安装在整车上，根据 GB/T 18697-2002《声学 汽车车内噪声测量方法》的相关要求进行噪声测试。试验采用德国 Head Acoustic 公司的噪声振动数据采集前端 SQLAB、双耳人工头以及配套采集分析软件 Artemis7.0，PCB 传声器，转速信号由 RPM-800 转速计测量。

传声器的垂直坐标是（无人）座椅的表面与靠背表面的交线以上（ 0.70 ± 0.05 ）m 处，水平横坐标应在座椅的中心面（或对称面）上。驾驶员座位上，水平横坐标向右到座位中心面的距离为（ 0.020 ± 0.02 ）m。试验中传声器的位置布置如图 8 所示。



(a) 驾驶员右耳



(b) 后排中间

图 8 传声器位置布置图

试验工况共有定置空挡缓加速、三档全油门加速、启动与停止等三种情况。结果如图 9-图 11 所示，其中，粗线表示改进消声器方案 1 的结果，细线表示改进消声器方案 2 的结果。



(a) 驾驶员右耳



(b) 后排中间

图 9 定置缓加速声压级随转速变化曲线

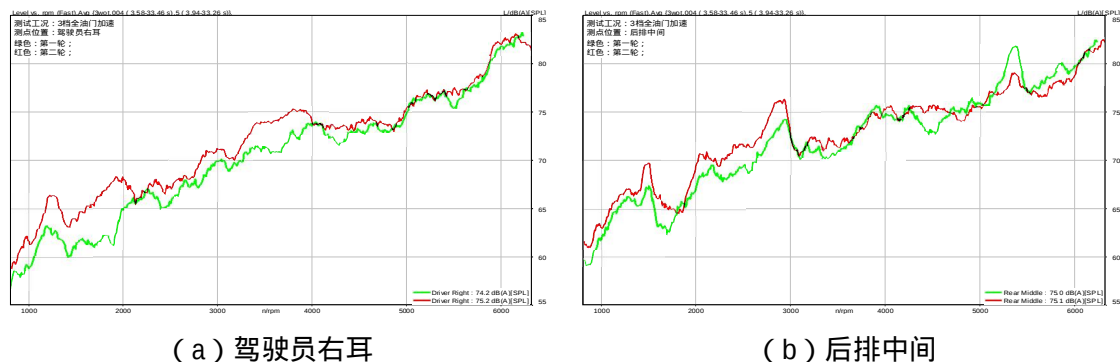


图 10 三档全油门加速声压级随转速变化曲线

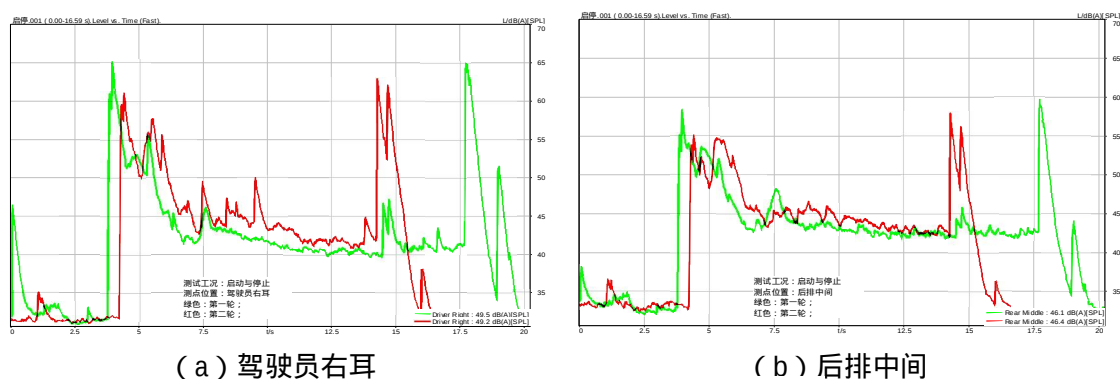


图 11 启动与停止噪声

从图 9-图 11 中可以看出,改进后的车内噪声得到明显改善。在驾驶员及后排中间处,启动与停止瞬时噪声的最大值分别为 65dB (A) 和 60dB (A),急加速的最大噪声值分别为 83dB (A) 和 82dB (A),较原样车分别降低了 11.7 dB(A)和 8 dB(A)。

同时,对装有改进方案的样车进行主观评价,采用十分制评分法,对样车的怠速及急加速动态噪声特性进行评价。怠速工况下,车内共振噪声较原样车有所降低,车内共鸣现象得到改善;急加速时,车内噪声明显小于配有原消声器方案的样车,噪声压耳现象得到明显改善,原车存在的隆隆声也基本消失。

5 结论

(1) 针对样车在怠速和急加速过程中车内出现隆隆异响声的现象,采用试验—模拟仿真—试验的方法对排气系统消声器进行改进研究。通过定置噪声试验和模态测试,判断发动机排气二阶噪声过高是急加速噪声异常的原因,模态频率与怠速频率发生共振是怠速噪声异常的原因。

(2) 采用共振腔和芦苇管结构,改进设计消声器。通过传声损失仿真计算,改进后前消声器在 400Hz 以上频段,消声量达到 30dB 以上;主消声器在 60Hz—200Hz 以下的低频段,普遍有 10dB 以上的消声量,在 120Hz 处存在传声损失峰值,达到 28dB,低频消声效果有明显改善。经试验验证,启动和急加速时最大噪声分别降低了 11.7 dB(A)和 8 dB(A)。

(3) 利用 GT-Power 软件对排气消声器进行改进设计,将“EngineCrankTrain”模块中发动机转速一项设置成随时间线性变化的变量,实现对车辆加速行驶时瞬态尾管噪声的仿真模拟,缩短开发

周期,减少开发成本,对排气系统的开发具有重要的意义。

参考文献

- [1]黎志勤,黎苏.汽车排气系统噪声与消声器设计[M].中国环境科学出版社,1991.
- [2]庞剑,谌刚,何华.汽车噪声与振动[M].北京理工大学出版社,2006.
- [3]颜伏伍,杨伦,刘志恩,等.GT-Power软件的微型车消声器设计与优化[J].内燃机工程,2010(2):64-67.
- [4]侯献军,王天田,田翠翠,等.基于GT-Power的乘用车消声器设计[J].北京理工大学学报,2010(2):161-165.
- [5]宋艳冗,葛蕴珊,张宏波.发动机工作过程和排气消声器耦合研究[J].汽车工程,2005(6):719-723.
- [6]D.Siano. Three-dimensional/one-dimensional numerical correlation study of a three-pass perforated tube. Simulation Modelling Practice and Theory, 2011(19): 1143-1153.
- [7]葛蕴珊,张宏波,宋艳冗,等.改进车辆进排气系统降低整车车外加速噪声[J].汽车工程,2006(4):376-378.
- [8]杨庆佛.内燃机噪声控制[M].山西人民出版社,1985.