

文章编号: 1000 - 582X(2005)04 - 0005 - 05

# SC6360B 车外加速噪声的控制\*

邓兆祥<sup>1</sup>, 李景渊<sup>1</sup>, 褚志刚<sup>1</sup>, 许响林<sup>1</sup>, 胡成太<sup>2</sup>

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400030; 2. 重庆长安汽车公司, 重庆 400023)

**摘要:**为了降低 SC6360B 车外加速噪声, 对该车的噪声控制措施进行了综合性研究。采用声强测量法对整车进行了噪声源识别, 确定该车发动机舱泄漏的噪声及排气噪声是车外噪声的主要来源。并依据实验结果对发动机的进一步的声源识别以及对排气噪声的插入损失分析实验。根据实验研究结果及有限元数值分析, 最终确定发动机舱噪声的直接泄漏、油底壳罩等附件的振动辐射噪声以及原消声器的消声能力不足是造成车外噪声的主要成因。从而相应提出了对发动机舱隔声降噪、改善油底壳等附件的结构及改进原消声器的综合控制方案。经实验验证, 改进后的车外加速噪声降低了 2.5 dBA, 达到了新的国家标准。

**关键词:**车外加速噪声; 噪声源识别; 控制

**中图分类号:** 0422, U46

**文献标识码:** A

车辆行驶带来的严重交通噪声, 已成为城市主要环境噪声之一。我国早在 1979 年就制定了标准《机动车辆允许噪声》, 2002 年的新标准提出了更加严格的噪声标准限制, 车外加速噪声也同时成为汽车强检项目之一。因此, 汽车噪声控制尤其是车外加速噪声控制是目前汽车行业的重要研究课题。

作者针对 SC6360B 汽车进行研究, 分析了车外噪声的主要来源、发生机理及传播途径, 并结合企业实际状况, 提出了切实可行的控制措施, 改进后该车噪声水平达到了新标准第二阶段 74 dBA 的限制要求<sup>[1]</sup>。

## 1 噪声源识别

汽车车外噪声的组成很复杂, 因此能否识别出主要的噪声源是噪声控制中取得成效的关键<sup>[2]</sup>。作者在噪声源的识别实验中选取了声强测量法作为主要的识别方法, 选取丹麦 B&K 公司的 4197 声强探头和 3560C 数据采集器作为实验的测试设备。

### 1.1 整车噪声源的声强测量

为了减少室内混响, 对试验室内的墙壁、地面均进行了一定的吸声处理; 发动机转速采用电喷系统故障

诊断仪监测, 转速波动不大于  $\pm 60$  r/min; 为了避免过热, 实验车采用了冷却水大循环, 循环水由水管引出室外。底盘测功机负载 200 Nm。在实验工况的选择上, 为了与道路试验评价效果比较分析, 选取如下工况进行测量: 二档, 5 500 r/min; 三档, 4 300 r/min。测量时选取汽车的前、后、左、右和前上侧面作为测量表面。图 1 所示是实验中汽车的测量网格模型及其测量声强级的等高线云图。

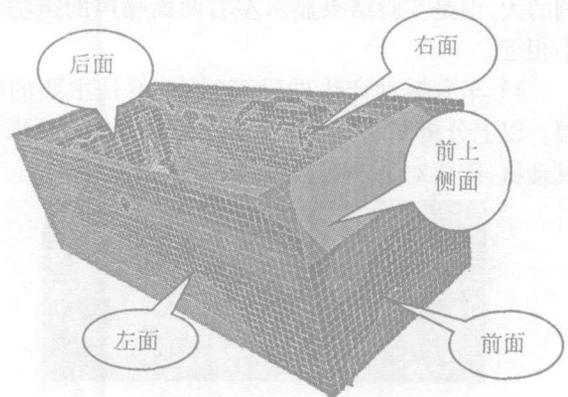


图 1 整车测量等高线图

\* 收稿日期: 2004 - 12 - 10

基金项目: 重庆市科技攻关项目 (2002 - 6644)

作者简介: 邓兆祥 (1962 - ), 男, 四川绵阳人, 重庆大学教授, 博导, 主要从事汽车系统得力学、汽车振动与噪声控制等领域的研究。

表 1 整车表面声功率

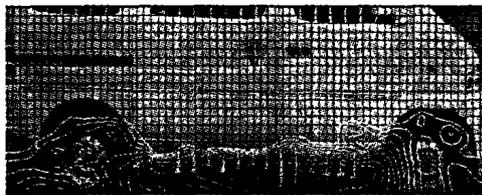
测量面	转速	4 300 r/min	5 500 r/min
		(dBA)	(dBA)
左面		94.8	96.8
右面		94.8	97.1
前面		85.4	90.7
前上侧面		72	76.8
后面		94	96.6

从整车表面声功率测量结果(见表 1)可以发现该车的左、右及后面都有很高的噪声辐射且声功率级大小相近(右面为驾驶员侧,发动机位于汽车中部,发动机缸体靠近汽车右面一侧,油底壳靠近汽车左面一侧)。而且左右两面的底部区域(车底以下,两轮之间)噪声声功率占了对应面声功率的 80% 以上,图 2 中 a 所示为左测量面声强等高线图,图上表明声强级较高的等高线主要集中在底部区域。从噪声频谱图(图 2b)上可以看出噪声具有很强的发动机点火频率特征,在第 2、4、6 阶转频下都有峰值出现。上述特征表明:

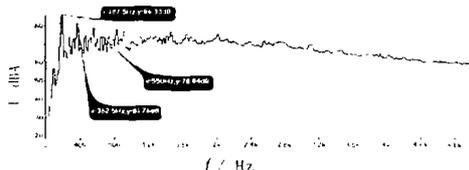
1) 噪声从底部传出,表明是发动机或传动系等部件产生的噪声;再结合频谱图的频率特征可以判定,该噪声源以发动机噪声为主,通过直接泄漏、经地面反射、绕射等途径向外辐射,在左右两面底部区域形成很大的噪声辐射。

2) 可以初步推断进气噪声不是主要的噪声源。原因是发动机位置靠近该车的右侧,左侧较空旷,噪声也就更易从左侧绕射出车体,并且由于进气口位于车体左侧,若存在较大的进气噪声,势必左侧噪声会较右侧的大,但是实验结果显示左右两面噪声的声功率大小相近。

3) 车身振动产生的噪声很小,不是主要的噪声源。以上分析即说明汽车侧面的噪声辐射主要来自于发动机,需要对发动机做进一步的噪声源识别。



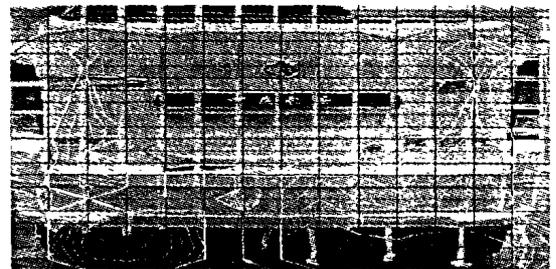
(a) 声强等高线图



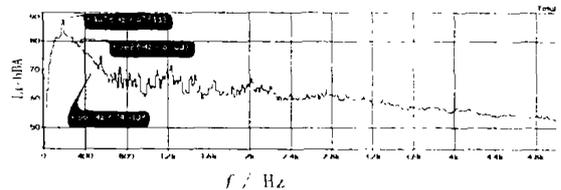
(b) 声强频谱图

图 2 左测量面声强等高线图及频谱

图 3 是后测量面声强等高线图及其频谱图。从图 a 中可以看出排气口噪声同样占了后测量面在 90% 以上能量,在频谱图上有明显的点火频率特征(见图 3(b)),同样也是在转频的第 2、4、6 阶出现了峰值。在与相近车型的比较中发现该车的排气噪声很突出。上述分析结果可以初步说明原消声器的消声能力较差。车外加速噪声评价测试,也表明最大噪声发生在汽车临近出线的时刻,此时车后表面距测量点最近,并且由于排气噪声指向性较强,会直接影响车外加速噪声测试结果。综合上述分析,有必要针对排气噪声做进一步的实验分析来深入了解其噪声特征。



(a) 声强等高线图



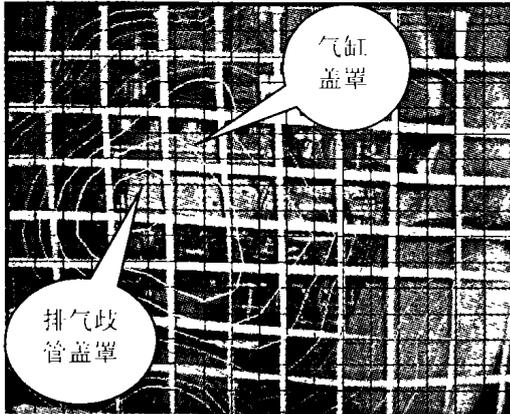
(b) 声强频谱图

图 3 后测量面声强等高线图及频谱

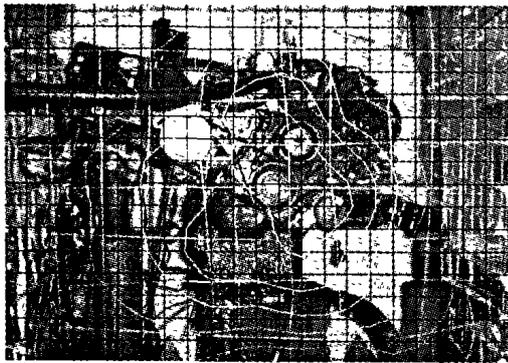
## 1.2 发动机表面噪声源的声强测量

为了降低环境噪声对测试的干扰,对试验室墙壁做了吸声处理之外,同时隔离了排气噪声。该实验使用声强法测试了发动机的前、左、右及顶面 4 个包络面,测量结果见表 2。表中数据显示,各个包络面的声功率级量级很大,且差别较小,说明发动机表面噪声辐射严重而且分布均匀。图 4 是发动机声强等高线图,a 是左面声强级等高线,图中显示在排气歧管盖罩上形成一个很大的噪声源,等高线由排气歧管盖罩位置向 4 周展开,表明声强级随着与气缸盖罩距离的增加而逐渐减小。朝着气缸盖罩的方向上等高线梯度明显变小,说明声强级衰减速度变缓,说明气缸盖罩存在着很大的噪声辐射。b 是发动机前面声强级等高线图,可以发现正时齿轮盖辐射的噪声很大,且声强级由正时齿轮盖向四周呈逐渐衰减的趋势,但是由于正时齿轮盖周围噪声源复杂,又处在发动机的中心处,因此还不能判定其是主要噪声源;但在沿着正时齿轮盖到油底壳的方向上声强梯度突然变小,说明在油底壳表面存

有着很大的噪声辐射。为了进一步确定噪声的成因,又对上述几个表面进行了振动强度的测量,发现油底壳和气缸盖罩的振动剧烈,且频谱特征与噪声特征相近,说明油底壳和气缸盖罩的噪声辐射与发动机缸体的振动有很大的相关性,而正时齿轮盖罩的振动却不明显。因此由油底壳、气缸盖罩等表面振动而引起的噪声成为发动机噪声的主要部分。除此之外,在发动机进气口所在的左面所做的声强测量中发现进气噪声仍不是该面的主要噪声源,进一步验证了前面所做的推断。



(a) 发动机左面声强等高线图



(b) 发动机前面声强等高线图

图 4 发动机声强级等高线图

表 2 发动机表面声功率

工况	满负荷	
	5 500 r/min	4 300 r/min
前面	101.1 dBA	94.9 dBA
左面	99.3 dBA	93.1 dBA
右面	99.4 dBA	94.1 dBA
顶面	101.5 dBA	95.6 dBA

### 1.3 插入损失试验

消声器插入损失实验是利用声压法来测量消声量。根据声压测量的要求隔离了排气噪声之外的其他噪声源,保证了被测噪声与背景噪声声压级相差 10 dBA 以

上<sup>[3]</sup>。测量时,传声器距排气口 0.5 m,离地高度 1 m 处,指向排气口并与排气口气流轴向成 45° 夹角;发动机满负荷,转速从 1 600 r/min 升至 5 500 r/min,每隔 300 转做一次记录。图 5 为测量结果。可以看出,原车的插入损失在 20 dBA 左右,消声量并不高,与整车声源识别的推论一致。分析频谱图(图 6)可以看到,安装了原消声器后频谱中的峰值得到了大幅削减,说明原消声器的频率匹配恰当,但是频谱曲线的整体水平仍然很高,均在 70 dBA 到 80 dBA 的之间,并没有明显的降低。一般来说,低于 1 000 Hz 的低频噪声比较难以控制,但该消声器对较易降低的高频噪声也未得到有效的遏制,这样就导致了噪声能量仍然保持很高、消声效果不显著。比较不同转速下的频谱图发现:随着转速的降低,频谱曲线整个频率的幅值也有下降的趋势,这与气流流速随着发动机转速降低而减小有关系。因此,除了高频消声能力不足的原因外,较高的气流速度造成的气流噪声和气流对消声器壁板的冲击造成的再生噪声也是导致排气噪声较高的原因。

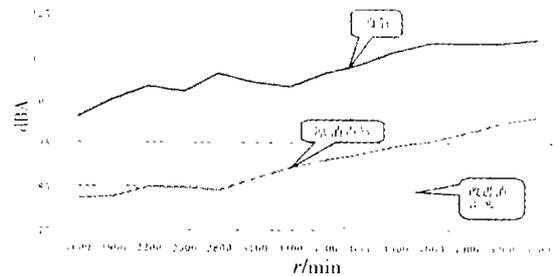
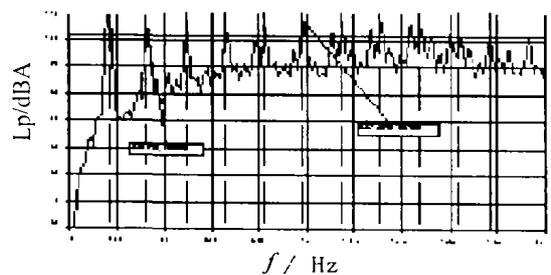
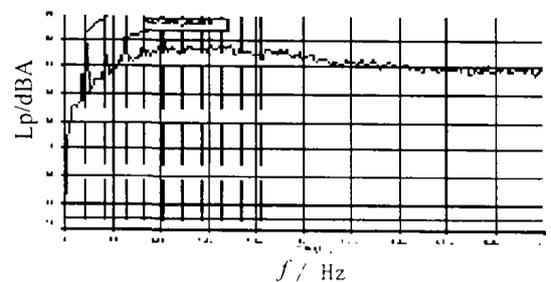


图 5 排气噪声插入损失



(a) 直管声压频谱



(b) 原消声器声压频谱

图 6 5500R/MIN 下排气噪声频谱图

## 2 噪声控制措施

针对发动机噪声的直接泄漏和排气消声器消声量的不足是该车车外加速噪声较高的主要原因,对6360B车外加速噪声的控制措施从控制发动机噪声和排气噪声两个方向展开<sup>[4]</sup>。

### 2.1 发动机噪声的控制

1)根据1.2的分析,发动机振动引起的油底壳、气缸盖罩等部件的表面振动是发动机表面噪声的重要组成部分,相应提出如下方案:通过加强部件结构刚度来降低振动,从而减小噪声。通过有限元分析,获得其结构薄弱、振幅较大区域的信息,并通过加筋等措施加强油底壳、排气歧管罩等部件的局部刚度<sup>[5-6]</sup>。图7为油底壳修改前后的对比图,改进后的油底壳增设了加强筋。改进后在原来最大速度出现的位置处速度的幅值已经大大削减,振动得到了很好的遏制。测试表明部件表面同一测点处的声强较改进前降低了2 dBA。但是发动机的噪声下降却不明显,原因在于该发动机的表面声源分布很广,而且发动机的振动也较大,大幅降低表面声强不容易实现,还需要从其他途径来控制发动机噪声的辐射。

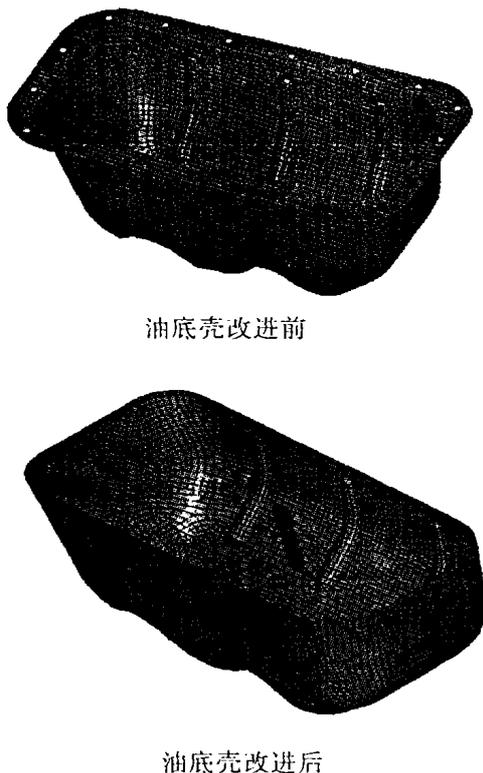


图7 油底壳改进前后对比图

2)发动机舱噪声的直接泄漏也是引起车外加速噪声主要原因。因此,可以对发动机噪声采取隔声和吸声

的手段,隔断噪声的传递路径,从而降低车外噪声。依据隔声原理和车底结构设计了发动机舱隔声罩,见图8。

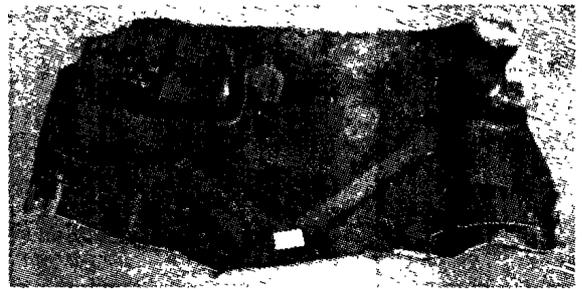


图8 发动机舱隔声罩

### 2.2 排气噪声的控制

根据1.3的分析对消声器进行了以下几方面的改进:

1)当发动机转速在4 900 r/min时排气噪声频谱曲线整体下降较5 500 r/min时明显,因此通过扩大排气管径使得5 500 r/min时的气流速度与4 900 r/min时相同,从而使气流速度减缓,也相应减小了气流噪声和缓和了对消声器壁板的冲击;

2)通过吸声处理可以很好的降低高频噪声。在解剖原消声器后发现原消声器的吸声长度不够,所以加长了吸声棉长度,延长了吸声距离,从而大幅降低高频噪声。

3)为了减少气流冲击产生的再生噪声,除了降低气流速度,还加强了壁板的刚度。综合以上措施,改进后的消声器较原消声器消声量有了明显的提高,其中在5 500r/min有6 dBA的提高,取得了很好的效果(见图5)。

## 3 车外加速噪声实验

对SC6360B实施综合控制方案后,按照国标(GB1495-2002)的规定进行了车外加速噪声试验,测试结果如表2所示。

表2 车外加速噪声评价结果

评 价 值	状 态	改进前	改进后
		(dBA)	(dBA)
评价值		76	73.5

从表2可以看出,改进后的车外加速噪声比改进前降低了2.5 dBA,并达到了国标(GB1495—2002)2005年的限值74 dBA要求。

## 4 结 论

利用声强法噪声源识别方法找到发动机噪声的直接泄露和排气噪声的消声量不足是造成 6360B 车外加速噪声的主要原因。在进一步的发动机表面声源识别实验中发现发动机油底壳、气缸盖罩等表面的剧烈振动导致了发动机表面严重的噪声辐射;由排气消声器的插入损失实验发现由于排气管道中气流流动速度较大和原消声器吸声效果不明显造成了原排气消声器消声能力不足的不足。依据实验分析结果及噪声特征,相应提出了对发动机舱隔声降噪、利用有限元分析方法改善油底壳等附件的结构及通过适当调整消声器内管径、提高壁板刚度及延长吸声距离等措施改进原消声器的综合控制方案。在实施了综合控制方案后,SC6360B 的车外加速噪声得到了明显的改善,较改进前降低了 2.5 dBA,并达到了新的噪声法规的要求,说

明综合控制方案是有效和可行的。

### 参考文献:

- [1] 何渝生,邓兆祥. 汽车噪声控制[M]. 北京:机械工业出版社,1995.
- [2] 邓兆祥,李克强. 汽车噪声声强测量分析系统的开发及应用[J]. 汽车工程,1994,16(5):283-288.
- [3] 刘剑等,汽车排气消声器的实验与改进设计[J]. 重庆大学学报,(自然科学版),2003,26(3):126-129.
- [4] 福田基一等,噪声控制与消声设计[M]. 北京:国防工业出版社,1982.
- [5] NISHIMUAR. Analysis of acoustic radiation characteristics of engine compartment and application to reduction of vehicle pass-by noise[J]. JSAE Review, 17,2, 1996, 133-13.
- [6] 刘月辉. 车用发动机表面噪声的研究[J], 汽车工程, 2002,24(3):213-216.

## Accelerated Vehicle Exterior Noise Control of Minicar SC6360B

DENG Zhao-xiang<sup>1</sup>, LI Jing-yuan<sup>1</sup>, CHU Zhi-gong<sup>1</sup>, XU Xiang-lin<sup>1</sup>, HU Cheng-ta<sup>2</sup>

(1. State key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030

2. CHANG Inc., Chongqing 400023, China)

**Abstract:** This paper studies the method of controlling SC6360B's accelerated vehicle Exterior noise. First, the main noise is found, which is from engine compartment and from exhaust noise by the identification of vehicle noise resource. Second, this paper carries out the further noise identification experiment on engine and the insert-loss experiment on the exhaust gas muffler. In the end, the authors make sure that the noise is mainly infected by direct leaked noise from engine compartment, radiation-noise caused by the vibration of engine accessories and loud exhaust noise because the muffler has deficient elimination. The corresponding methods have been adopted according to the analysis. Through the test, the noise is lowered 2.5 dBA than it was and reach the new requirement.

**Key words:** accelerated vehicle exterior noise; identification of noise resource; control

(编辑 成孝义)