

高速行驶时车内噪声抖动感的测试与诊断

金 岩^{1,2}

(1. 中国汽车工程研究院股份有限公司 重庆, 401122)

(2. 汽车噪声振动和安全技术国家重点实验室 重庆, 400039)

摘要 针对汽车声音品质问题,对某车型高速超车工况车内噪声抖动感的原因进行了测试分析和诊断。首先,对车内噪声的阶次进行分析,发现超车工况下车内存在 2.00 阶和 2.24 阶噪声,两者频率接近易发生调制而导致主观抱怨,并采用滤波回放结合主观评价的方式证明了这一结论;其次,对车身噪声传递函数进行测试,表明在发生调制的频率范围内车身的噪声传递函数较高,在外界激励下容易产生噪声辐射,通过传动系统的速比分析表明 2.24 阶的噪声来源于轮胎不均匀性的高阶激励;最后,选择了均匀性更好的轮胎进行了装车验证。研究结果表明:发动机激励产生的 2.00 阶噪声和轮胎激励下产生的 2.24 阶噪声发生调制是产生抖动感的根本原因;更换均匀性更好轮胎后,车内噪声调制现象消失,抖动度明显下降,主观评价显著改善。

关键词 车内噪声;抖动度;调制;轮胎均匀性

中图分类号 TK401; TH13

引 言

车内噪声水平是表征汽车性能品质的重要指标。随着消费者对汽车产品品质要求的不断提高,汽车声音品质问题受到越来越多消费者和学者的关注。以往的学者对汽车声音品质的研究主要关注于怠速、急加速和匀速等工况^[1-3]。对高速超车工况下声音品质的研究少有报道。该工况是车辆在高速上行驶时最常用的工况之一,如果车内噪声的声品质不佳将很容易被消费者所感知,从而引起抱怨甚至投诉。

以往研究成果中主要用语言清晰度指数(articulation index,简称 AI)和声压级两个指标对车辆高速行驶时的噪声水平进行描述,其中声压级代表了车内噪声的大小,而语音清晰度指数则反映了车内语音交流的效果。语音清晰度的高低主要与车内的高频噪声相关,大量实践表明,高速行驶时风噪对车内高频噪声贡献量最大。

对于车辆的声音品质而言,动力总成和驱动系统有着不可忽视的影响^[4-6]。随着车速的增加,动力总成和驱动系统的转速同步提高,相应的激励也逐渐增加,高速行驶时动力总成和驱动系统仍然是影

响车内声音品质的重要因素。

笔者对某车型在高速超车工况下车内噪声的抖动感现象开展了研究。结果表明:动力总成激励产生的噪声与轮胎激励产生的噪声之间的调制作用是产生抖动感的主要原因。采用了均匀性更好的轮胎后,车内噪声的抖动感消失,车内的声音品质得到了很大改善。

1 车内噪声的抖动感测试分析

1.1 现象描述与测试

某轿车高速行驶超车工况下(手动 5 档,90~120 km/h 加速)车内噪声存在明显不稳定感和起伏感。主观驾评人员的描述为不稳定“嗡~嗡~”声。为分析车内噪声的信号特征,对车内噪声进行了测试。测试是在专业的汽车试验场内进行。测试路面为标准的沥青路面,路面干燥、平直,测试跑道 20 m 范围内无建筑物。测试时风速小于 1 m/s,测试环境的背景噪声小于 50 dB(A)。将自由声场麦克风固定在驾驶员右耳旁,其位置如图 1 所示。测试系统为 LMS 公司 Test.lab 测试分析软件和数据采集前端。

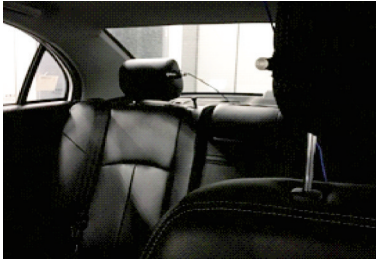


图1 车内噪声测点的位置
Fig.1 Test point of interior noise

为了便于分析车内噪声的信号特征,对加速过程车内的噪声数据进行了阶次分析。图2为90~120 km/h采用5档加速,模拟高速超车工况下加速车内噪声的谱阵图。

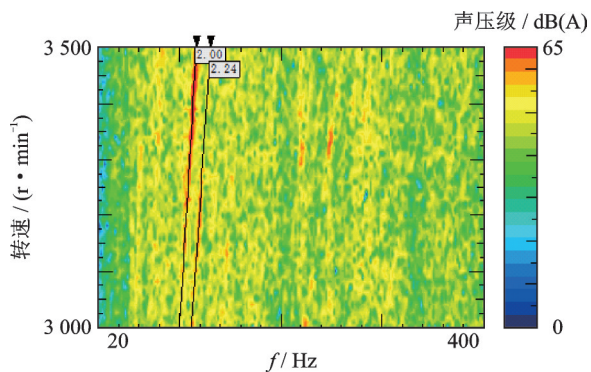


图2 原状态车内噪声的谱阵图
Fig.2 The colormap of original interior noise

由图2可见,这个过程中车内噪声的主要能量集中在100~120 Hz左右频带范围内。这个频带内噪声的最主要成分为发动机的2.00阶,同时车内噪声还存在一个2.24阶的成分。

图3为3 275 r/min左右时车内噪声频谱图。由图可见,在109 Hz和123 Hz存在两个噪声的峰值,幅值分别为64.5 dB(A)和63.7 dB(A),是车内噪声声压级最高的两个频率成分。这两个噪声成分在频率的间隔上约为14 Hz,且幅值接近,因此易于产生调制现象,从而导致主观感受的恶化。

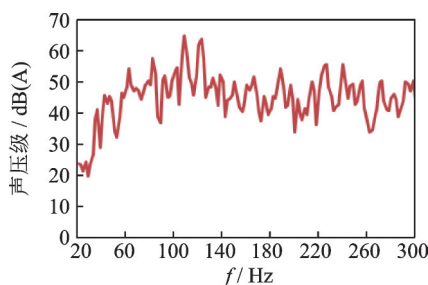


图3 3 275 r/min车内噪声的频谱
Fig.3 The spectrum of interior noise at 3 275 r/min

1.2 噪声的调制与抖动感

心理声学研究成果表明,当纯音受到调制时会让人感觉到声音的不稳定感。调制的频率较高时,声音给人的主观感觉为粗糙感,心理声学中用粗糙度 R 描述。当调制的频率低于20 Hz时,人主观上能够感觉到声音的起伏变化。声音的这种波动感在心理声学领域用抖动度 F 描述,抖动度^[7]定义为

$$F = \frac{0.008 \int_0^{24} \Delta L(z) dz}{(f_{\text{mod}}/4) + (4/f_{\text{mod}})}$$

其中: f_{mod} 为调制频率,单位为kHz; z 为临界频带,单位为Bark; ΔL 为掩蔽深度,单位为dB,是临界频带 z 的函数;抖动度 F 的单位为Vacil。

抖动度是反映声音起伏变化强度的参数,因此这里对车内噪声的抖动度进行了分析。图4为初始状态下车内噪声的抖动度随发动机转速变化曲线。由图可见,3 000~3 500 r/min转速范围内车内噪声的抖动度超过1.05 Vacil,抖动度的最大值发生在3 275 r/min左右,约为1.16 Vacil。

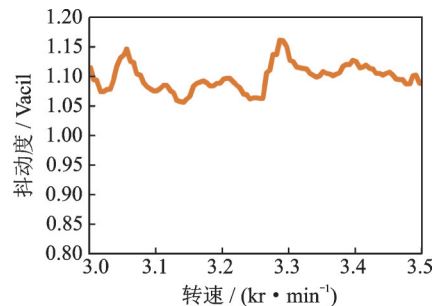


图4 噪声的抖动度随转速变化关系

Fig.4 The fluctuation strength of noise and rotational speed

为了确认2.00阶和2.24阶噪声的调制造成了车内噪声波动感,这里采用了高保真的声音回放设备对车内噪声进行了回放并同时进行了主观评价,如图5所示。该设备具有滤波功能,可以滤除指定频带或者指定阶次的声音。主观评价的打分标准见表1。

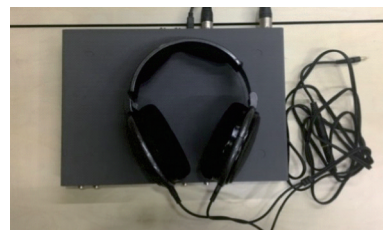


图5 高保真的声音回放系统
Fig.5 High fidelity sound playback system

表1 主观评价的打分标准

Tab.1 Criterion of subjective evaluation

客户满意度	评分	现象描述
完全满意	10	所有用户都感知不到
	9	只有经过专业训练才能感知到
非常满意	8	只有敏感的用户才能感知到
基本满意	7	所有用户都能感知到,但不认为是问题
	6	有一些用户感到烦扰
不满意	5	所有用户感觉到烦扰
	4	所有用户都感觉到不满意
很不满意	3	所有用户都感觉到很大的不满意
	2	所有用户都无法容忍
	1	所有用户都不可接受

由汽车振动噪声开发工程师和用户在内的5名主观评价人员对原状车内噪声进行主观评价,其评价结果均低于5分。在滤除2.24阶段的噪声后,车内噪声的波动感明显降低,声品质得到很大的改善,主观评价的结果均在7分以上,为基本满意或非常满意。此结果证明了2.00阶与2.24阶噪声的调制是引起车内噪声抖动感的根本原因。

2 噪声源分析

为了研究车内100~120 Hz频率范围内车内噪声的来源,这里从激励源头和响应特性两个方面开展了研究工作。

2.1 车身响应特性测试

首先对车身的噪声传递函数(noise transfer function,简称NTF)进行了测试。NTF是单位激励力作用下车内的噪声响应,单位为dB/N,其大小表征了车身在外界激励作用下对噪声响应的敏感程度。

试验是在墙面经过吸声处理的房间内进行的,拆除汽车底盘和动力系统,用弹性装置将车身支撑起来。用力锤激励车身的主要载荷输入点(动力总成悬置以及悬架系统的接附安装点),在驾驶员耳旁采集车内的噪声响应。车身NTF测试现场如图6所示。

图7为发动机悬置位置 z 向(垂直方向)到驾驶员耳旁的NTF测试结果。由图可见,NTF曲线上65~70 Hz以及100~120 Hz范围内存在峰值,其中后者的频率范围与主观评价抱怨的频率段相吻合(图2),幅值约为58 dB/N。此结果说明车身在该频

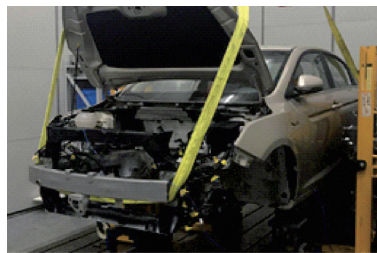


图6 车身NTF的测试现场

Fig.6 The test of car body NTF

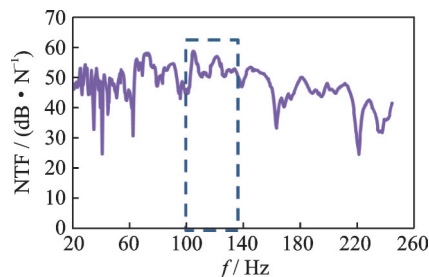


图7 发动机悬置到车内NTF测试结果

Fig.7 The test result of NTF from engine mount to interior

率范围内对激励力较为敏感,在动力总成或其他外界激励下容易产生车内的噪声响应。

2.2 激励源的分析

该车型搭载的发动机为四缸四冲程汽油机。其主要激励力为往复惯性力和扭矩波动,均为2.00阶。因此,车内噪声的2.00阶噪声成分是来自发动机的激励。

2.24阶的噪声也存在随发动机转速变化而成比例变化的特征,因此认为该阶次的噪声主要来自于车辆的驱动系统。

驱动系统在某一档位下的旋转阶次 n 为

$$n = \frac{1}{z_i z_m}$$

其中: z_i 为变速器第 i 档的速比; z_m 为变速器主减速器的速比。

这里: $z_5=0.763$; $z_m=4.657$ 。因此,在车辆5档行驶时驱动系统(车轮/轮胎)激励的基础阶次为0.28阶。

图8为车身靠近前减震器安装点位置的振动加速度测试结果。由图8可见:该测点位置振动加速度的主要成分为发动机的2.00振动,但也同时存在着0.28阶及其高阶谐波,其中0.28阶与车轮的转频高度吻合,为驱动系统的基础阶次;而2.24阶的振动成分为其8次谐波。由此可以判断车内噪声的2.24阶成分来自于车轮旋转的高阶振动。

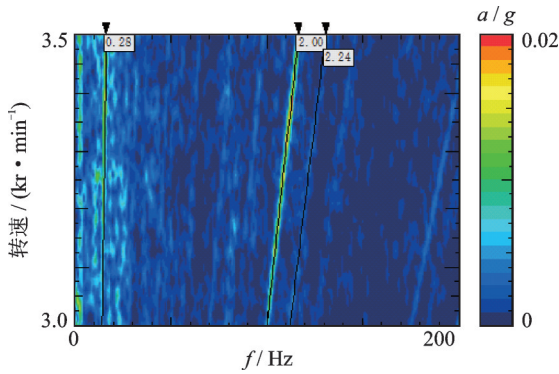


图8 车身振动加速测试结果

Fig.8 The test result of car body vibration acceleration

3 改进和验证

3.1 轮胎的不均匀性与车内噪声

研究表明,轮胎的不均匀性与车内噪声和振动现象密切相关^[8]。通常评价轮胎均匀性的指标包括:轮胎的径向尺寸偏差、轮胎的不平衡量、轮胎的锥度效应、轮胎的侧向力波动(lateral force variation,简称LFV)及轮胎的径向力波动(radial force variation,简称RFV)。轮胎的径向力波动是指轮胎在一定负荷下以一定的转速旋转时,轮胎与接触面之间的径向力的变化。

图9为轮胎的径向弹簧模型。如果轮胎周向刚度不均匀,当车轮旋转时,轮辋将受到轮胎的激励而产生周期性的振动,振动通过悬架系统传递到车内产生噪声^[9]。同时,轮胎的不均匀性产生的激励通常具有随着转速增加而增大的特点。

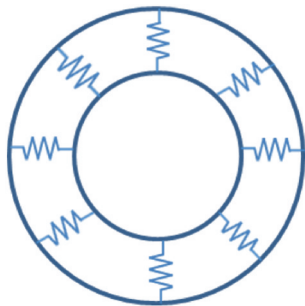


图9 轮胎径向弹簧模型

Fig.9 The tire model of radial springs

轮胎径向刚度不均匀通常与轮胎的制造工艺有关。由于轮胎橡胶硫化过程通常采用多块拼装的模具,因此模具的尺寸差异、硫化过程的压力、轮胎胚胎的尺寸差异及合模行程不到位等因素都会导致轮胎径向刚度的不均匀,从而导致高阶轮胎径向力波动。文献[10]报道了8阶轮胎径向力波动(RFVH8)过大导致的车内噪声问题。

本研究中轮胎的硫化过程也采用了8块拼装模具,因此轮胎8阶次径向波动是重要的激励力来源。由此推断2.24阶的振动噪声是由于轮胎径向刚度均匀性差导致的。

3.2 效果验证

为了验证以上的结论,这里对问题样车的轮胎和无问题的竞品车轮胎进行了均匀性的对比测试。测试参照《GB/T18506—2013 汽车轮胎均匀性试验方法》进行。

测试结果表明:无问题的竞品车4个轮胎RFVH8最大值为2.5 N;存在问题的车辆轮胎径向力均匀性较差,其中左前轮的RFVH8达到16.2 N,超过竞品车的5倍。

为此,通过测试选择了均匀性更好的轮胎(RFVH8<2.5 N)进行了装车验证。图10为更换性能更好的轮胎后5档加速车内噪声的谱阵图。

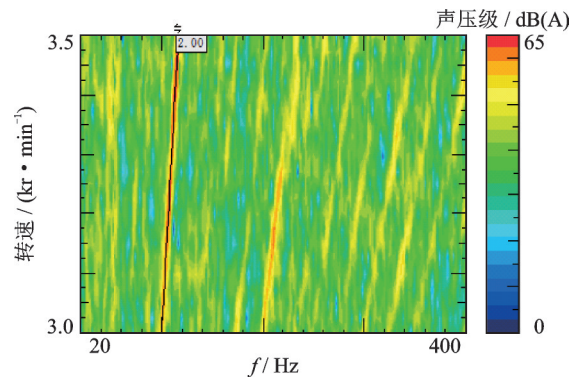


图10 改进后车内噪声的谱阵图

Fig.10 The colormap of improved interior noise

显然,更换新的轮胎后,加速车内噪声中2.24阶的噪声成分消失,主观评价车内噪声的起伏感消失,声品质改善明显。

图11为更换轮胎后车内噪声的抖动度随着发动机转速变化曲线。

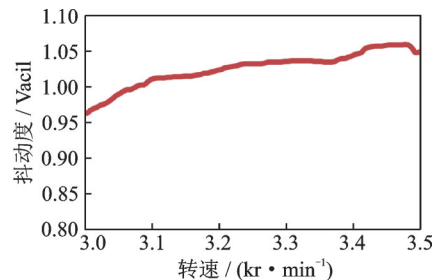


图11 改进后车内噪声的抖动度

Fig.11 The fluctuation strength of improved noise and rotational speed

更换轮胎后车内噪声的主观评分为7分以上,达到用户基本满意的水平。同时噪声的抖动度明显降低,3 000~3 500 r/min转速范围内车内噪声抖动度的最大值约为1.05 Vacil,与原状态相比(图4)整体下降了0.05~0.20 Vacil左右。车内噪声抖动度的下降与主观评价结果相吻合。

4 结 论

1) 驱动系统的转速与发动机的转速成严格的比例关系,轮胎的高阶径向力波动和发动机2阶激励往往在频率上较为接近,从而导致车内噪声出现调制现象,因此轮胎均匀性对高速车内声品质的影响不容忽视。

2) 调制现象将影响到车内声音品质从而导致乘员抱怨。抖动度这一心理声学参数能够从客观数据上反映噪声调制现象的主观感受及其改善。

参 考 文 献

- [1] 舒歌群,王养军,卫海桥,等. 汽车车内噪声声音品质的测试与评价[J]. 内燃机学报,2007,25(1):77-83.
SHU Gequn, WANG Yangjun, WEI Haiqiao, et al. Measurement and evaluation of sound quality of interior noise of vehicle carbin [J]. Transactions of CSICE, 2007,25(1):77-83. (in Chinese)
- [2] ORZECOWSKI J, SANDHU J, BELOIU D, et al. Modeling and analysis of powertrain NVH with focus on growl noise[J]. SAE International Journal of Engines, 2013, 6(2):1340-1347.
- [3] VEIT J, LANGJAHR P, BRANDL S. Turbocharger noise quality parameters for efficient TC noise assessment and refinement[J]. SAE International Journal of Passenger Cars Mechanical System, 2016, 9(3):1071-1077.
- [4] 杨文英,郝志勇,郑旭,等. 轴系扭振诱发的车内异响诊断及优化[J]. 振动、测试与诊断,2018,38(2):401-406.

- YANG Wenying, HAO Zhiyong, ZHENG Xu, et al. An investigation and optimization of an abnormal vehicle noise caused by the crankshaft torsional vibration of a gasoline engine [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnose, 2018, 38(2):401-406. (in Chinese)
- [5] 金岩,赵涛. 发动机半阶次振动引起的车内声品质问题分析和改进[J]. 汽车工程,2020,42(3):396-402.
JIN Yan, ZHAO Tao. Analysis and improvement of the quality of vehicle interior sound induced by the half order vibration of engine [J]. Automotive Engineering, 2020, 42(3):396-402. (in Chinese)
- [6] 曾发林,胡枫. 基于声品质贡献因子的发动机悬置优化[J]. 汽车工程,2020,42(5):628-635.
ZENG Falin, HU Feng. Optimization of the engine mount based on sound quality contribution factor [J]. Automotive Engineering, 2020, 42(5):628-635. (in Chinese)
- [7] EBERHARD Z, HUGO F. Psychoacoustics: facts and models[M]. [S.l.]:Springer, 2006:247-253.
- [8] 何璇. 轮胎/车轮均匀性及相关汽车振动分析研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2015.
- [9] 熊冉,黄忠水,梁斌. 径向力八次谐波对轮胎高速噪声的影响[J]. 轮胎工业,2017,37(1):8-13.
XIONG Ran, HUANG Zhongshui, LIANG Bin. Effect of eighth harmonic of radial force on noise of tire at high speed [J]. Tire Industry, 2017, 37(1):8-13. (in Chinese)
- [10] 杭柏林,赵明达. 轮胎均匀性径向特性参数影响因素的分析[J]. 橡胶工业,2011,58(3):146-150.
HANG Bailin, ZHAO Mingda. Factors affecting radial parameters of tire uniformity [J]. China Rubber Industry, 2011, 58(3):146-150. (in Chinese)



作者简介:金岩,男,1978年10月生,博士、研究员级高级工程师。主要研究方向为汽车与发动机振动噪声控制。曾发表《发动机半阶次振动引起的车内声品质问题的分析与改进》(《汽车工程》2020年第42卷第3期)等论文。
E-mail: Jinyan@caeri.com.cn