

文章编号:1006-1355(2015)05-0111-05

某微型车车内振动噪声分析及控制

侯献军^{1,2}, 张强^{1,2}, 刘志恩^{1,2}, 吕俊成³

- (1. 武汉理工大学 现代汽车零部件技术湖北省重点实验室, 武汉 430070;
2. 武汉理工大学 汽车零部件技术湖北省协同创新中心, 武汉 430070;
3. 上汽通用五菱汽车股份有限公司 技术中心, 广西 柳州 545007)

摘要:以提高某微型车车内NVH性能为目标,通过建立声固耦合有限元模型,进行噪声传递函数分析,以车内响应点噪声峰值为评判标准,筛选出引起车内噪声的主要危险激励频率和危险工况;进一步通过工作变形有限元分析,确定在危险工况下振动变形最大的车身板件,即引起车内噪声的危险板件;以加装动力吸振器的方式抑制危险板件的振动,进而降低车内噪声。试验结果表明,车内48 Hz噪声峰值降低2 dB(A)左右,满足优化要求。

关键词:声学;噪声传递函数;工作变形分析;动力吸振器

中图分类号:U467.4'93

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2015.05.023

Analysis and Control of the Interior Noise and Vibration of a Mini-vehicle

HOU Xian-jun^{1,2}, ZHANG Qiang^{1,2}, LIU Zhi-en^{1,2}, LV Jun-cheng³

- (1. Hubei Key Laboratory of Advanced Technology for Automotive Components, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, China;
2. Hubei Collaborative Innovation Center for Automotive Components Technology, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, China;
3. Technology Development Center, SAIC-GM-Wuling Co. Ltd., Liuzhou 545007, Guangxi China)

Abstract: A structure-acoustic coupling finite element model was established for a mini-vehicle. The noise transfer function of the model was analyzed. The critical excitation frequency and working condition which caused the interior noise were identified based on the noise peak at the specific interior response point. The body panels which had the largest vibration deformation in the critical working condition were identified by operational deflection shape analysis. Then, the dynamic vibration absorber was installed on the body panels so as to reduce the interior noise of the vehicle. Results show that the interior noise peak was reduced by 2 dB(A) at 48 Hz frequency, which can meet the optimization requirements.

Key words: acoustics; noise transfer function; operational deflection shape analysis; dynamic vibration absorber

一辆汽车不仅要有良好的经济性、动力性、安全性,而且要有较好的舒适性。NVH(noise, vibration, harshness),即噪声、振动与声振粗糙度,是乘客在车内最直接的舒适性感受指标之一,受到越来越多的

重视。车身主要是由板件构成,易受到外界激励产生振动噪声。因此,研究车身结构振动对车内NVH性能影响有重大意义^[1]。

以某微型车为研究对象,以提高其车内NVH性能为目标,基于噪声传递函数有限元分析确定引起车内噪声的主要工况及所对应的振动频率,通过工作变形有限元分析确定振动较大的车身板件。并以此为基础,运用动力吸振器抑制危险板件的振动,降低车内噪声。

1 声固耦合理论

在车身结构受到外部激励时车身板件产生振

收稿日期:2015-02-08

基金项目:2013年湖北省自然科学基金重点项目(2013CFA104)

作者简介:侯献军(1973-),男,河南新乡人,武汉理工大学汽车工程学院,博士,教授,博士生导师。研究方向:发动机性能与排放控制技术、汽车及发动机CAD/CAE。

E-mail: houxj@whut.edu.cn

动,构成乘员室的板件振动会引起乘员室内声腔声压变化,进而形成车内振动噪声。车身板件结构与声腔的声固耦合是车内噪声形成的基础,因此明确声固耦合理论具有重要意义。

车身结构及相关部件将乘员室与外界隔开,使得乘员室为一封闭声腔。运用有限元方法得到声腔模型,其微分方程如式(1)

$$M_{ff} \ddot{p} + K_{ff} p = F \quad (1)$$

式中 M_{ff} 为声腔质量矩阵; K_{ff} 为声腔刚度矩阵; p 为声腔某一节点声压; F 为声腔受到的作用力。

以声腔为研究对象,考虑车身振动的影响,可得声腔的微分方程

$$M_{ff} \ddot{p} + K_{ff} p + (\rho_0 c_0)^2 S^2 s = 0 \quad (2)$$

式中 S 为声固耦合矩阵; s 为结构振动位移; ρ 为声腔密度; c 为声音在声腔内的传播速度。

以车身结构为研究对象,考虑到声腔对其的反作用,得到车身结构的有限元方程

$$M_{ss} \ddot{s} + K_{ss} s - S p = F_s \quad (3)$$

式中 M_{ss} 为车身结构质量矩阵; K_{ss} 为车身结构刚度矩阵; F_s 为车身受到的外部激励力。

综合考虑车身结构与声腔的相互耦合作用,其有限元方程可表达如下

$$\begin{pmatrix} M_{ss} & 0 \\ (\rho_0 c_0)^2 S^T & M_{ff} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{s} \\ \ddot{p} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_{ss} & -S \\ 0 & K_{ff} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} s \\ p \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_s \\ 0 \end{pmatrix} \quad (4)$$

通过式(4)可知,若知道作用于车身的外部激励力,则可以得到声腔内任意节点的声压^[2]。

2 噪声传递函数分析

2.1 噪声传递函数

噪声传递函数(即 Noise Transfer Function,简称 NTF)是指施加于某一个结构上的单位力在结构内产生的声压,表示结构与内部空腔的声学相关特性。噪声传递函数分析是研究由车身振动引起车内噪声的重要方法之一^[3-6]。

噪声传递函数分析以车身结构与声腔组成的声固耦合有限元模型为基础,通过在车身结构特定点上施加相应激励来计算乘员室特定点的声压响应,进而识别出引起车内噪声的工况及所对应的频率。

2.2 噪声传递函数模型

使用 Hypermesh 进行前处理,分别得到车身结构的有限元模型和声腔有限元模型,应用 MSC.

Nastran 进行求解。通过建立头文件,“ACMODL, IDENT”命令将结构模型和声腔模型进行耦合,得到噪声传递函数模型^[7]。模型如图1所示。

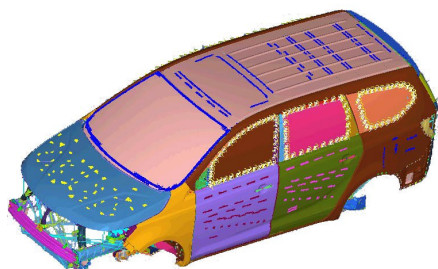


图1 噪声传递函数模型

2.3 边界条件

2.3.1 输入载荷

在车身与动力系统及底盘系统连接点上施加载荷,前减振器2个依附点,前副车架2个依附点,前悬摆臂支架2个依附点,发动机悬置3个依附点,传动轴中间支架1个依附点,推力臂4个依附点,后减振弹簧2个依附点,后减振器2个依附点,横向稳定杆1个依附点,排气挂耳5个依附点,共计24个依附点。分别沿着X、Y和Z三个方向施加0~600 Hz的单位力载荷,共计72个工况。

2.3.2 输出响应

在车内声腔中,以驾驶员右耳、中排座椅中点和后排座椅中点为响应点,输出其声压级(A计权网络),考察这三处在不同工况下的噪声水平。

2.4 危险工况的确定

随着噪声声压级的升高,人耳的舒适性也会随之降低,因此当车内噪声的峰值高于某一值时确定其为危险峰值,所对应的频率为危险频率,所对应的工况为危险工况^[8]。本文根据实际测试及工程经验,确定高于55 dB(A)的噪声峰值为危险峰值。

对 NTF 有限元模型进行噪声传递函数分析,分别得到在72个工况下三个响应点的噪声曲线。图2为发动机后悬置依附点为激励点,驾驶员右耳为响应点的噪声曲线。图中:横坐标为激励频率;纵坐标为驾驶员右耳处的声压级;三条曲线分别代表依附点X、Y、Z三个方向的激励。

由图2可知,当激励频率为33 Hz和48 Hz左右时,Z方向激励引起的驾驶员右耳处声压级分别达到65 dB(A)和64 dB(A),超过55 dB(A),因此将发动机后悬置Z方向激励工况定义为危险工况,33 Hz和48 Hz定义为危险频率。

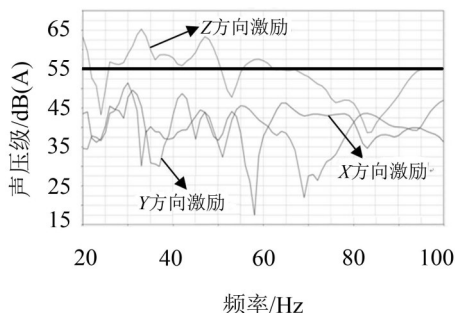


图2 发动机后悬置工况下驾驶员右耳噪声曲线

在72个工况中,对危险频率出现的次数进行统计(由于本文所研究对象的噪声问题主要在低频,故取频率 <60 Hz),得到表1所示危险频率。

表1 危险频率统计表

| 危险频率/Hz | 出现次数 | 危险频率/Hz | 出现次数 |
|---------|------|---------|------|
| 30 | 0 | 31 | 0 |
| 32 | 2 | 33 | 12 |
| 34 | 3 | 35 | 0 |
| 36 | 0 | 37 | 0 |
| 38 | 0 | 39 | 0 |
| 40 | 0 | 41 | 0 |
| 42 | 0 | 43 | 0 |
| 44 | 0 | 45 | 0 |
| 46 | 0 | 47 | 3 |
| 48 | 9 | 49 | 3 |
| 50 | 0 | 51 | 0 |
| 52 | 0 | 53 | 0 |
| 54 | 0 | 55 | 0 |
| 56 | 4 | 57 | 0 |
| 58 | 0 | 59 | 0 |

由表1可知,在72个工况中,危险频率33 Hz和48 Hz出现的次数最多,因此,将33 Hz和48 Hz确定为主要危险频率。由于车身受到的激励主要来自于发动机的振动激励,而发动机33 Hz振动频率所对应的转速为990 r/min,48 Hz振动频率所对应的转速约为1 440 r/min。在实际车辆行驶中,转速1 440 r/min的工况相对于990 r/min的工况使用时间更长,对车内乘员的影响更大,因此将48 Hz确定为需优化的危险频率。

48 Hz激励下的15个危险工况为需优化的工况,如表2所示。

3 ODS分析

车内结构振动噪声是由组成驾驶室的所有车身板件振动叠加而成,因此影响车内噪声的主要因素为车身板件的振动及其声学特性。然而,在不同工

表2 危险工况噪声峰值表 单位:dB(A)

| 载荷位置及方向 | 噪声峰值 |
|------------|------|
| 前悬摆臂支架左边/Z | 60.2 |
| 左后减振弹簧/X | 66.6 |
| 右后减振弹簧/Y | 61.2 |
| 左后减振器/Z | 66.0 |
| 右后减振器/Z | 62.5 |
| 左推力臂前部/Y | 56.5 |
| 左推力臂前部/Z | 64.9 |
| 右推力臂前部/Z | 57.5 |
| 左推力臂后部/Y | 57.7 |
| 左推力臂后部/Z | 63.2 |
| 右推力臂后部/Z | 58.1 |
| 横向稳定杆/Z | 66.6 |
| 后发动机悬置/Z | 64.3 |
| 第一个排气挂耳/Z | 61.1 |
| 传动轴中间支架/Z | 68.1 |

况下不同车身板件的振动不同,进而对车内的噪声贡献也不尽相同,所以,需要确定引起车内噪声的主要车身板件。

ODS (Operational Deflection Shapes)即工作变形,其表征的是结构在特定的工作状态下某些主要工作频率点对应结构的相对振动形态^[9-11]。工作频率取激励力的频率。

运用MSC. Nastran进行ODS分析,确定振动较大的车身板件。其中有限元模型与噪声传递函数分析模型相同,载荷位置及方向如表2所示,激励频率为48 Hz。得到在不同工况下的ODS振型云图。

分析48 Hz激励下15个工况的振型云图,相较于车身其他板件,振动最大区域主要在后背门内板,其次为左后侧围内板。车身板件振动越大,其与驾驶室空腔相互耦合,对车内噪声的贡献也越大,因此将后背门内板和左后侧围内板确定为危险板件,ODS振型云图如图3所示。



(a) 后背门内板振型云图 (b) 左后侧围内板振型云图

图3 ODS振型云图

4 基于动力吸振器的车身板件减振

4.1 动力吸振器

对于车内噪声问题,可以通过抑制车身板件的

振动,进而降低向车内的振动辐射噪声。抑制车身板件振动的方法一般有两种,一种为对车身板件进行结构上的修改,例如增加厚度、板件起筋等;另一种方法是在车身板件上增加装置以抑制板件振动。相对于第一种方法,动力吸振器不改变原结构,结构简单,故本文选择动力吸振器。

动力吸振器的原理是在原有振动系统中附加质量弹簧振动系统^[12-14]。图4为其简化示意图。

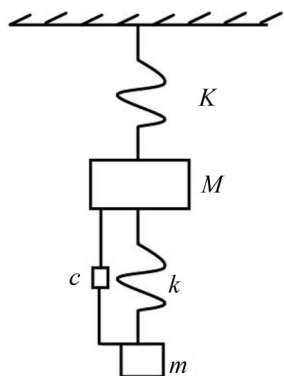


图4 动力吸振器示意图

其中:动力吸振器的质量为 m ;阻尼系数为 c ;刚度为 k ;主系统的质量和刚度分别为 M 和 K 。当主系统上外部激励力的频率与动力吸振器固有频率相近时,动力吸振器将会吸收主系统大部分的振动能量,从而减少主系统的振动。

4.2 有限元分析

在MSC.Nastran中将动力吸振器简化为一端为质量质点的单自由度弹簧系统。使用springs模拟弹簧,使用集中质量点masses模拟质量块。定义动力吸振器的质量为1 kg,可得动力吸振器刚度 $K=4\pi^2 f m=94 \text{ N/mm}$,阻尼系统设定为0.2。根据ODS分析结果,主要的振动板件是后背门内板和左后侧围内板,但考虑到左后侧围内板空间布置比较复杂,实际操作可能需要修改车身结构,且大部分危险工况下的最大振动板件是后背门内板,因此将针对后背门内板进行优化。将动力吸振器布置在后背门内板振动最大的区域,如图5所示。

针对48 Hz危险工况,对布置了动力吸振器的模型进行噪声传递函数分析,得到各工况下的噪声峰值,并与基础模型下的噪声峰值进行对比,如表3所示。

由表3可知,通过增加动力吸振器,在激励频率为48 Hz的15个危险工况中,没有工况噪声升高,在左推力臂后部Y方向工况下,最大下降6.4 dB(A),大部分工况下降2 dB(A)左右,在仿真方面达到优化目的。

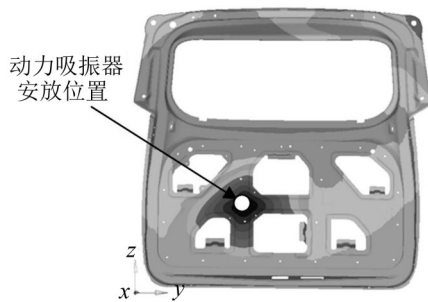


图5 动力吸振器布置图

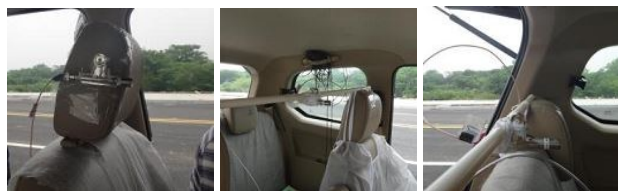
表3 优化后噪声峰值变化 单位: dB(A)

| 载荷位置及方向 | 优化后噪声值 | 前后变化值 |
|------------|--------|-------|
| 前悬摆臂支架左边/Z | 56.6 | -3.6 |
| 左后减振弹簧/X | 62.9 | -3.7 |
| 右后减振弹簧/Y | 59.4 | -1.8 |
| 左后减振器/Z | 60.6 | -5.4 |
| 右后减振器/Z | 58.0 | -4.5 |
| 左推力臂前部/Y | 50.5 | -6.0 |
| 左推力臂前部/Z | 61.4 | -3.5 |
| 右推力臂前部/Z | 56.7 | -0.8 |
| 左推力臂后部/Y | 51.3 | -6.4 |
| 左推力臂后部/Z | 59.3 | -3.9 |
| 右推力臂后部/Z | 56.9 | -1.2 |
| 横向稳定杆/Z | 62.2 | -4.4 |
| 后发动机悬置/Z | 61.5 | -2.8 |
| 第一个排气挂耳/Z | 58.4 | -2.7 |
| 传动轴中间支架/Z | 66.3 | -1.8 |

4.3 试验验证

由于研究目的是提高其在低速时的NVH性能,所以试验工况为900 r/min至2 000 r/min。试验时为减少车外噪声的影响,车窗完全关闭。

在驾驶员右耳处、中排座椅中间处、后排座椅中间处分别布置麦克风,采集响应点的噪声值。图6为其布置图。动力吸振器布置在后背门内板,如图7所示。



(a) 驾驶员右耳 (b) 中排座椅 (c) 后排座椅

图6 麦克风布置图



图7 动力吸振器布置图

使用 LMS Test. Lab 对采集的数据进行处理,得到加速工况下各响应点的噪声响应曲线,如图 8 所示。

由图 8 可知,未优化之前,在发动机 1 500 r/min

(发动机激励频率 50 Hz)左右三个响应点都存在噪声峰值。这与仿真结果 48 Hz 基本相符,反映了其出现噪声峰值的工况。

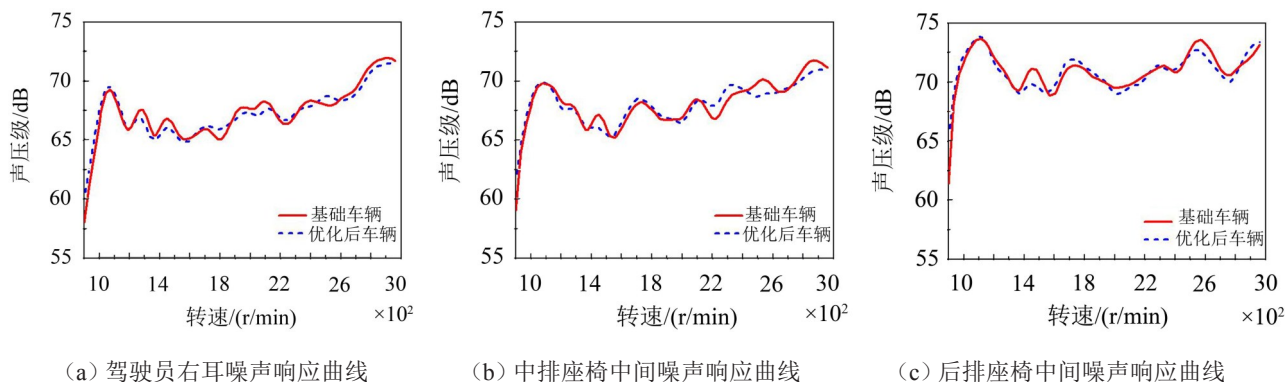


图 8 响应点噪声响应曲线

通过在后背门内板增加动力吸振器,在所关注的低频工况范围内,1 500 r/min 左右的噪声峰值都有所降低。前排座椅驾驶员右耳处:1 500 r/min 左右噪声峰值相对下降较小,但也达到 1 dB 左右;1 300 r/min 处噪声峰值也有大约 1 dB 的下降;1 100 r/min 和 1 700 r/min 左右噪声峰值有些许上升。中排座椅中间和后排座椅中间处:1 500 r/min 左右噪声峰值下降比较明显,达到 2 dB 左右;1 700 r/min 处噪声峰值有些许上升。总体来看,与仿真结果基本相符,达到试验目的。

5 结 语

(1) 以噪声传递函数分析为基础,通过统计分析识别出引起某微型车车内噪声的主要激励频率及工况;

(2) 运用 ODS 分析,确定后背门内板和左后侧围内板为振动最大的车身板件;

(3) 根据动力吸振器的工作原理,将其施加到后背门内板振动最大的区域。通过有限元分析,大部分工况噪声下降 2 dB(A) 左右;通过试验分析,其车内噪声峰值降低 2 dB(A) 左右,达到优化目标。

参考文献:

- [1] 杨安杰. 汽车噪声标准与测试探讨[J]. **噪声与振动控制**, 2010, 30(04): 110-114.
- [2] 马天飞, 高刚, 王登峰, 等. 基于声固耦合模型的车内低频结构噪声响应分析[J]. **机械工程学报**, 2011(15): 76-82.
- [3] 张光荣. 发动机激励引起的车内结构噪声控制研究[D]. 长沙: 湖南大学机械与运载工程学院, 2009.
- [4] 刘东明, 项党, 罗清, 等. 传递路径分析技术在车内噪声与振动研究中的应用[J]. **噪声与振动工程**, 2007, 27(4): 73-77.
- [5] Krishna R. Dubbaka, Frederick J. Zweng, et al. Application of noise path target setting using the technique of transfer path analysis[J]. **SAE Paper**, 2003-01-1402.
- [6] Alexander Kruse. NVH improvement of car suspension using transfer path and running mode analysis[J]. **SAE Paper**, 2006-01-0485.
- [7] 马天飞. 轿车车室声固耦合系统的模态分析[J]. **机械工程学报**, 2005, (7): 225-229.
- [8] 韩旭, 郭永进, 管西强, 等. 动力总成引起的轿车乘员室结构噪声传递路径分析与控制[J]. **机械强度**, 2009, (4): 537-542.
- [9] 陈海松, 董久莉. ODS 方法在车身结构动态分析中的应用[J]. **汽车技术**, 1996, (10): 8-10.
- [10] 郑传荣, 曹发海. ODS 方法在汽车变速器结构动态分析中的应用[J]. **中国农机化**, 2008, (2): 80-82.
- [11] Gregor Koners. Panel noise contribution analysis: An experimental method for determining the noise contributions of panels to an interior noise[J]. **SAE Paper**, 2003-01-1410.
- [12] 李勇, 顾彦, 靳春梅. 汽车动力吸振器优化设计[J]. **噪声与振动控制**, 2011, 31(6): 123-126.
- [13] 沈伟, 易斌, 陆伟领. 动力吸振器在降低车内路噪中的应用[J]. **汽车工程**, 2010, (8): 690-692.
- [14] Michael Swank, Patrick Lindemann. Dynamic absorbers for modern powertrains[J]. **SAE Paper**, 2011-01-1554.