文章编号：1006-1355(2014)02-0181-04

应用动力吸振器降低车内轰鸣噪声

谷玉川，樊　帆，龙书成

（广州汽车集团股份有限公司 汽车工程研究院，广州 511434）

摘要：通过整车车内噪声测试并对副车架进行模态分析，明确得出转速2 400 r/min附近车内轰鸣噪声来源是发动机2阶激励与前副车架第1阶模态产生共振。设计动力吸振器，再进行动力吸振器参数优化，提出抑制前副车架共振的工程方案。通过试验验证，该方案基本消除车内轰鸣噪声，改善整车NVH特性。

关键词：声学；动力吸振技术；车内轰鸣声；前副车架模态

中图分类号：U491.9+1　　**文献标识码：**A　　DOI编码：10.3969/j.issn.1006-1335.2014.02.041

Application of Tuned Mass Damper to Cabin Booming Noise Reduction

GU Yu-chuan，FAN Fan，LONG Shu-cheng

(Guangzhou Automobile Group Co. Ltd., Automotive Engineering Institute,

Guangzhou 511434，China)

Abstract : Results of the interior noise measurement and modal test of a secondary car frame are used to diagnose the contribution of the cabin booming noise. It is found that the resonance between the second order excitation of the engine and the first order modal of the secondary car frame at the 2 400 r/min speed leads to the cabin booming noise. On this basis, a tuned mass damper with optimal parameters is designed to reduce the booming noise. Road test proves the effectiveness of the engineering proposal.

Key words : acoustics ; tuned mass damper ; cabin booming noise ; modal of secondary car frame

当汽车以某些特定的速度行驶时，或其发动机以某些特定的转速运转时，在乘坐室产生了很大的峰值噪声，这种噪声称之为车内轰鸣声[1]。轰鸣声具有如下特征：

（1）在频谱图上与其相邻的频率成分相比，具有很高的声压级峰值，且峰值频带很窄；

（2）具有明显的带频性质，一般在20～200 Hz范围内；

（3）伴随着轰鸣声的出现，往往在乘坐室内产生驻波[1]。

动力吸振器技术最早由Frahm H.提出[2]。被动式动力吸振器由于其结构简单，占用空间少，能有效抑制频率变化范围较小的结构振动等优点，经常用于汽车振动问题的解决[3—5]。

通过分析某采用自主研发车型2 400 r/min附近的车内轰鸣声问题（该车型采用排量为1.8 L的增压直列4缸汽油发动机），应用动力吸振器技术，提出一种降低车内轰鸣噪声的解决方案。

1　车内噪声分析

根据主观评价结果，车内前排、后排在2 400 r/min左右均有明显的轰鸣噪声。为寻找该噪声的声源，在行驶工况下，变速器挂入二档，从1 000 r/min~4 000 r/min缓慢加速。采用麦克风（B&K 4189）及噪声振动测量系统（B&K 3560 D）等设备，对车内驾驶员内耳声压、后排乘员内耳声压进行测量和采集，如图1—图4所示。

从图1及图3中可以看出，声压级在2 400 r/min左右存在较大峰值，并且在此峰值2阶声压贡献较大，通过图2及图4发现在80 Hz，2 400 r/min左右车

收稿日期：2013-05-03

作者简介：谷玉川（1980- ），男，河北沙河市人，硕士，目前从事汽车底盘设计研发工作。
E-mail: guyuchuan@gaei.cn

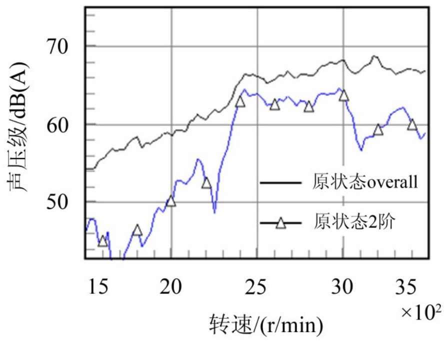

图1 前排驾驶员内耳噪声overall

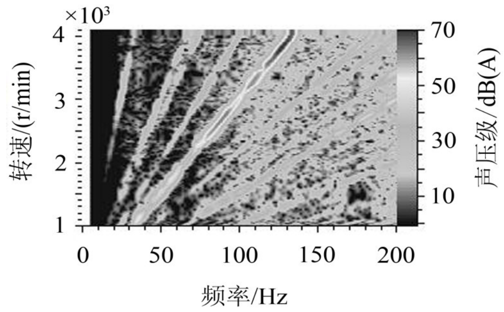

图2 前排驾驶员内耳噪声瀑布图

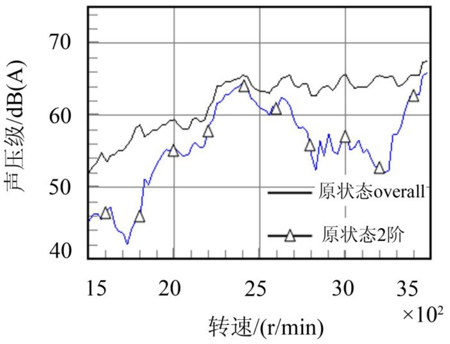

图3 后排乘客内耳噪声overall

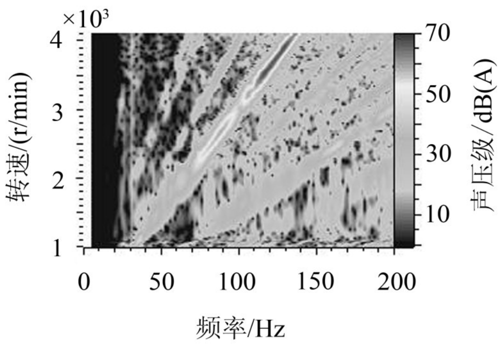

图4 后排乘客内耳噪声瀑布图

内噪声明显增大。因此，确定该噪声峰值主要由发动机2阶激励引起。在实车状态下对前副车架进行约束模态试验，从频率响应函数可以得到前副车架第1阶模态频率为81.7 Hz，该频率与车内2 400 r/min所对应的轰鸣声频率相吻合，初步判断引起车内轰鸣声的原因是发动机2阶激励与前副车架第1阶模态产生共振。根据图5所示前副车架模态振型可知，前副车架右纵梁与前横梁交点处振动位移较大。

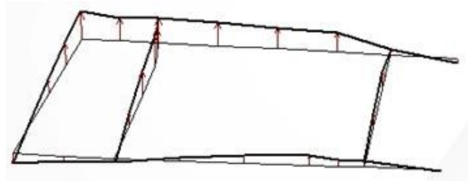

图5 前副车架第1阶模态振型

2 动力吸振器的设计

由于该车处于车型开发后期，通过修改前副车架结构以提高其模态频率已无法满足时间要求，因此解决方案是采用动力吸振技术来抑制前副车架的共振。

对于多自由度系统，若各阶固有频率相隔较远，通常可以忽略各模态之间的相互影响，在振动控制中，将各模态分别处理。因此，可以在响应最大的共振频率下，设计一个吸振器，并将它安装在振动最大的部位。

2.1 有阻尼动力吸振器的基本原理

在振动物体上另附加质量弹簧共振系统，使附加系统产生一个与主系统相位差180度的振动，从而衰减主系统的振动[6]。

不考虑主质量系统阻尼时，将简化后的单自由度系统作为主系统，主质量系统装有有阻尼动力吸振器后，成为两自由度系统，模型如下图6所示[7]。

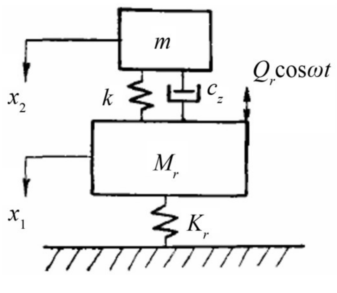

图6 有阻尼动力吸振器的两自由度系统模型

其中动力吸振器的质量为m、刚度为k、阻尼为c_2、动力吸振器位移响应为x_2，主系统等效质量为M_r、等效刚度为K_r、主系统等效质量位移响应为x_1，在激励$Q_r\cos\omega t$的作用下，系统的动力学方程为

$$\begin{bmatrix} Mr & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix}+\begin{bmatrix} c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix}+ \begin{bmatrix} Kr+k & -k \\ -k & k \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix} Q_r\cos\omega t \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{1}$$

该动力学方程的解为

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} A_1 \cos \omega t \\ A_2 \cos \omega t \end{Bmatrix} \tag{2}$$

其中 A_1 为主系统振幅，A_2 为动力吸振器振幅。

将主质量系统的振幅与静变形之比称为动力放大系数，可得

$$A(g) = \frac{A_1}{x_{st}} = \left[\frac{(2\eta_a g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\eta_a g)^2 (g^2 + \mu g^2 - 1)^2 + \left[\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2) \right]^2} \right]^{1/2} \tag{3}$$

式中 $x_{st} = \frac{Q_r}{K_r}$ 为由 Q_r 产生的主系统静位移；$\omega_n = \sqrt{K_r / M_r}$ 为主质量系统的固有圆频率；$\omega_a = \sqrt{k/m}$ 为吸振器固有圆频率；$g = \omega / \omega_n$ 为激励频率与主系统固有圆频率之比；$f = \omega_a / \omega_n$ 为调谐比；$\mu = m / M_r$ 为质量比；$\eta_a = c_2 / 2\sqrt{mk}$ 为吸振器阻尼比。可以证明，当动力吸振器的相对阻尼系数在零和无穷大之间任意变化时，所有共振曲线都将通过图7中所示的A、B两点。当调谐比 f 取特定值时，A点幅值与B点幅值相等，如果再改变吸振器阻尼比 η_a，使动力放大系数曲线的一个峰值点与公共点重合，此时动力放大系数可取的最小值[8]。

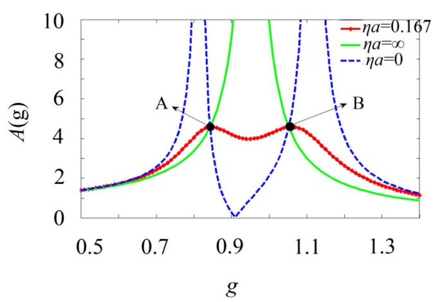

图7 主质量系统幅频响应曲线

根据式(3)可导出最优调谐比的解析式

$$f_{\mathrm{opt}} = \frac{\omega_a}{\omega_n} = \frac{1}{1+\mu} \tag{4}$$

根据最优调谐比可以推导出最优阻尼比为：

$$\eta_{\mathrm{aopt}} = \left[\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3} \right]^{1/2} \tag{5}$$

将式(4)、式(5)代入式(3)可得

$$A(g) = \frac{A_1}{x_{st}} = \left(1 + \frac{2}{\mu} \right)^{1/2} \tag{6}$$

2.2 有阻尼动力吸振器的设计

(1) 设计有阻尼动力吸振器，首先应选择合适的质量比，确定动力吸振器的质量 m。根据式(6)可知，μ 越大对前副车架在减震区工作越有利，但考虑到布置空间及实际结构的可行性，一般选取 $m = (0.1 \sim 0.3) M_r$ [6]。现在选取 $m = 3$ kg，$\mu = 0.1$ 的方案。

(2) 根据最佳调谐比，确定吸振器的固有频率和动刚度。

$$f_{\mathrm{opt}} = \frac{\omega_a}{\omega_n} = \frac{1}{1+\mu} = \frac{10}{11}$$

$$f_a = f_n \cdot \frac{10}{11} = 74.3\ \mathrm{Hz}$$

$$k = \omega_a^{\ 2} \cdot m = (2\pi f_a)^2 \cdot m = 653\ \mathrm{N/mm}$$

式中 f_a 为动力吸振器固有频率；f_n 为主系统固有频率；k 为动力吸振器动刚度。

(3) 根据最佳阻尼比公式，计算最佳阻尼比、粘性阻尼系数。

$$\eta_a = \left[\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3} \right]^{1/2} = 0.167$$

(4) 根据动力吸振器以上参数，充分考虑布置、结构等因素设计动力吸振器，将动力吸振器布置于前副车架右纵梁偏右悬置位置，安装状态如图8所示。

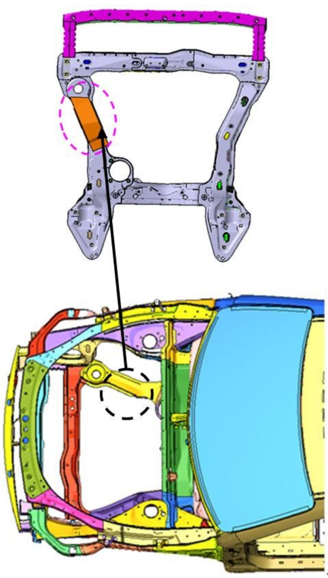

图8 动力吸振器安装状态示意图

3 试验验证

实车在干燥沥青路进行不同工况的车内噪声测试，结果如图9及图10所示，前排驾驶员内耳噪声、后排驾驶员内耳噪声在2 400 r/min附近，总声压级最大下降3 dB(A)。如图11及图12所示，前排驾驶员内耳2阶噪声、后排驾驶员内耳2阶噪声在2 400 r/min附近，噪声降低明显，主观评价轰鸣声得到有效改善。

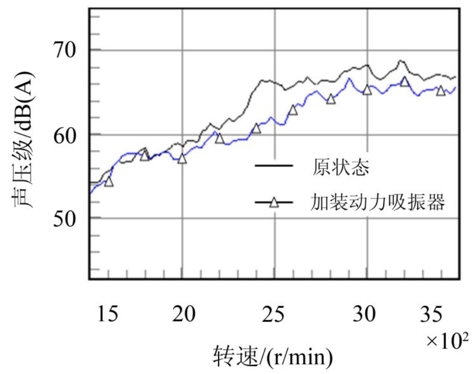

图 9 前排驾驶员内耳噪声overall

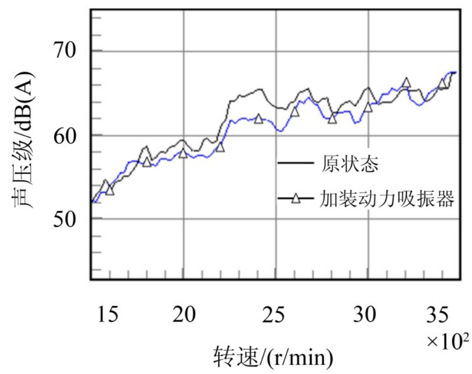

图 10 后排驾驶员内耳噪声overall

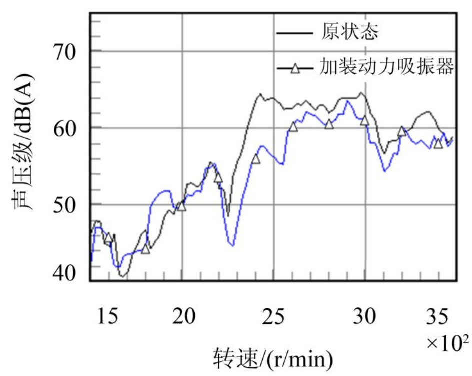

图 11 前排驾驶员内耳2阶噪声

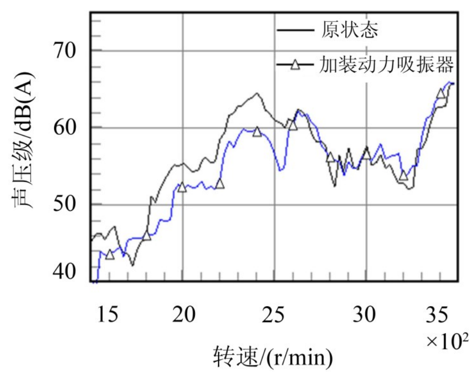

图 12 前排驾驶员内耳2阶噪声

4 结 语

（1）本文运用阶次分析技术和试验模态分析技术诊断出引起2 400 r/min车内噪声的原因是发动机2阶激励与前副车架1阶模态产生共振，从而引起的轰鸣噪声。

（2）对有阻尼动力吸振器的减振特性进行了理论分析，设计出参数合理的动力吸振器来抑制前副车架的共振，并通过实验验证，该动力吸振器最大降低车内噪声3 dB(A)。

参考文献：

[1] 余志生，李克强，连小珉. 汽车工程手册:基础篇[M]. 北京：人民交通出版社，2001.405.

[2] Frahm H. Device for damping vibration of bodies: US, 989958[P]. 1911-10-30.

[3] Vinod K. Singh, Nitin Wani, Naveen Rastogi. Designing a tuned torsional damper for automotive applications using fea and optimization[C]. SAE Technical Paper Series 2005-01-2293. 2005.

[4] Clayton A. Maas and Florent Capou,Brian Mahnken, Matt Borgerson. Application of NVH countermeasures for cabin boom isolation using hydraulic bushing and silicone tuned mass absorber[C]. SAE Technical Paper Series 2006-01-1681. 2006.

[5] 兰靛靛，闵福江，邵明亮. 动力吸振器技术在车内轰鸣声控制中的应用[J]. **振动、测试与诊断**，2011，31(3)：335.

[6] 庞 剑，谌 刚，何 华. 汽车噪声与振动:理论与应用[M]. 北京：北京理工大学出版社，2006.141.

[7] 代 林，上官文斌，张少飞. n级动力吸振器的建模及参数优化[J]. **噪声与振动控制**，2012，32(3)：46.

[8] 丁文镜. 减振理论[M]. 北京：清华大学出版社，1988. 209.