

文章编号:1006-1355(2009)05-0101-04

# MATV 技术和声学灵敏度方法在驾驶室噪声分析中的应用

邹 平, 文桂林, 杨兴发

(湖南大学 汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 长沙 410082)

**摘 要:** 卡车驾驶室大多属于板梁组合的结构。传统结构修改主要采用在驾驶室相应位置增加质量、附加阻尼材料、改变面板厚度等方法。在最优改进部位未知的情况下, 这些方法具有一定的盲目性。本文运用 MATV 技术确定驾驶员右耳处声压贡献突出的主要板件, 利用边界元声学灵敏度分析确定结构中对特定声压级有主要影响的部位, 从而可以对结构进行针对性修改, 以达到降噪的目的。

**关键词:** 声学; 模态声传递向量; 边界元法; 声学灵敏度; 噪声控制

中图分类号: U467.4<sup>+</sup>93

文献标识码: A

## Application of MATV and Acoustic Sensitivity Approach in Cab Interior Noise Analysis

ZOU Ping, WEN Gui-lin, YANG Xing-fa

(State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacture for Vehicle Body, Hunan University, Changsha 410082, China)

**Abstract:** Truck cab structures usually consist of plates, shells and beams. The traditional methods of structural modification of cabs to reduce the noise include adding mass and damping materials to the cabs and changing panel thickness of the cabs etc. These methods are somewhat blind when the optimal improvement positions are not yet known. In this paper, the MATV technique is used to determine the dominant panels, which have large contribution to the noise level, on the side of driver's right ear. Then, the BEM acoustic sensitivity analysis is utilized to search the positions of the structure which have the dominant influence on the specific sound pressure level. Using this method, the structure can be well improved for noise control.

**Key words:** acoustics; MATV; BEM method; acoustic sensitivity; noise control

汽车驾驶室内的噪声不仅危害驾驶员的身体健康而且对心理产生不良影响。尽可能地降低车内部噪声成为新型车在概念设计阶段必须完成的目标之一<sup>[1]</sup>。拖拉机、农用车及工程机械驾驶室大多属于板梁组合的简易驾驶室, 其壁面振动常常是内部噪声的主要原因。

结构动力分析修改作为一种噪声被动控制方法可有效降低主要频率的噪声。传统结构修改通过在驾驶室相应位置增加质量、附加阻尼材料、改

变面板厚度<sup>[2]</sup>等方法降低车内噪声, 但上述结构修改方法在结构拓扑最优未知情况下具有一定的盲目性。模态声传递向量 (MATV, Model Acoustic Transfer Vector) 技术<sup>[3]</sup>可迅速分析出对声压检测点影响较大的车身结构模态, 进而确定相应的振动板件, 而边界元声压级灵敏度分析<sup>[4]</sup>可以求解出声压检测点对声学变量 (如结构表面法向振速) 的灵敏度, 为结构修改寻找最佳着手点。

本文以卡车驾驶室模型为研究对象, 为了不失一般性, 选取驾驶员右耳处作为降噪目标, 综合运用 MATV 技术和声学灵敏度分析, 确定驾驶员右耳处声压贡献突出的结构板件, 对贡献量突出的面板区域进行了声学灵敏度分析并加筋优化, 优化后主要激振频率下驾驶员右耳位置处最大峰值声压级

收稿日期: 2009-02-12

作者简介: 邹平 (1982-), 男, 湖南衡阳, 研究生, 研究方向为振动与噪声控制。

E-mail: zouping635@yahoo.com.cn

降低 19.9dB。

1 基本理论

1.1 驾驶室内空腔声学模型的计算<sup>[5]</sup>

假设驾驶室内部的空气是理想的流体介质,而且传播的是小振幅声波,根据声学理论,驾驶室内部的声压波动方程和边界条件为

$$\nabla^2 p + \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2 p = 0 \tag{1}$$

边界条件

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial n} = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial n} = \rho_0 \omega^2 \zeta_n \\ \frac{\partial p}{\partial n} = -i\rho_0 \omega \frac{p}{Z_s} \end{cases} \tag{2}$$

式中:  $\nabla^2$  - 拉氏算子;  $p$  - 卡车驾驶室声压;  $\omega$  - 振动圆频率;  $Z_s$  - 结构表面法线方向;  $n$  - 结构表面法向位移;  $\rho_0$  - 空气密度;  $\zeta_n$  - 吸声材料的表面声阻抗率。  $c_0$  - 声速。 由(1) - (2)式可得到卡车驾驶室的声 - 结构耦合振动有限元方程

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F(t) \tag{3}$$

式中:  $M$ 、 $C$ 、 $K$  分别为声 - 结构耦合振动系统的质量、阻尼和刚度矩阵。

1.2 MATV 的基本概念与理论

模态声传递向量是在场点声压和车身结构模型的模态参与系数之间建立了一种对应关系。其物理意义可以理解为单元或节点在特定频率下由单位模态响应在声场中某点处引起的声压值<sup>[3]</sup>。

在小压力扰动情况下,可以认为声学方程是线性的,故某场点处的声压为

$$p(\omega) = T(\omega)^T v_n(\omega) \tag{4}$$

其中,  $p$  - 声场中的声压向量,  $T(\omega)$  - 声传递向量(ATV, Acoustic Transfer Vector),  $v_n$  - 结构表面法线方向上的振动速度,  $\omega$  - 角频率。

由于结构振动的位移响应,可以通过各阶模态响应线性叠加得到,即

$$u = \Omega R(\omega) \tag{5}$$

式中,  $u$  - 为结构的位移;  $\Omega$  - 为由结构模态向量组成的矩阵;  $R(\omega)$  - 为由模态参与系数组成的向量。将结构的位移向量  $u$  投影到结构表面的法线方向上,得到结构的振动速度

$$v_n = j\omega \Omega_n R(\omega) \tag{6}$$

式中,  $\Omega_n$  - 是由结构的振动模态在结构表面法线方向上的分向量组成的矩阵。由(5) - (6)式可得声场中任意点处的声压为

$$p = T(\omega)^T j\omega \Omega_n R(\omega) = M(\omega)^T R(\omega) \tag{7}$$

式中,  $M(\omega)^T$  - 模态声传递向量。其表达式为

$$M(\omega)^T = j\omega T(\omega)^T \Omega_n \tag{8}$$

1.3 边界元声压参数灵敏度分析理论

边界元法求解封闭结构边界声压的方程为

$$[A]\{p\} = [B]\{v_n\} \tag{9}$$

设声域内任意一点声压为

$$p_Y = \{a\}^T \{p\} + \{b\}^T \{v_n\} \tag{10}$$

式中  $\{v_n\}$ 、 $\{p\}$  分别为结构表面法向振动速度向量和声压向量,  $[A]$ 、 $[B]$  为  $k \times k$  阶复系数方阵,  $p_Y$  为设计域点声压,  $\{a\}$  和  $\{b\}$  为插值系数向量, 声学灵敏度即设计域点声压  $p_Y$  对结构表面法向振动速度的灵敏度, 由式(9)和(10)容易求得, 表示为

$$\frac{\partial p_Y}{\partial \{v_n\}} = \{a\}^T [A]^{-1} [B] + \{b\}^T \tag{11}$$

声学灵敏度只与结构形状、几何参数、设计域点空间位置及分析频率有关, 与速度边界条件无关。

1.4 基于 MATV 分析和声学灵敏度的结构优化

在进行 MATV 分析之前需要求解车身结构模态, 并将模态结果导入 SYSNOISE 中建立的结构有限元模型中, 导入时选择直接将位移向量向法线方向投影。另建流体边界元模型进行 ATV 计算, 然后建立结构模型和流体模型之间的弱耦合关系, 最后将结构模态投影到 ATV 上就完成了 MATV 的求解过程。再在 MATV 分析的基础上进行声学灵敏度分析, 确定改进方案, 完成整个分析过程如图 1。

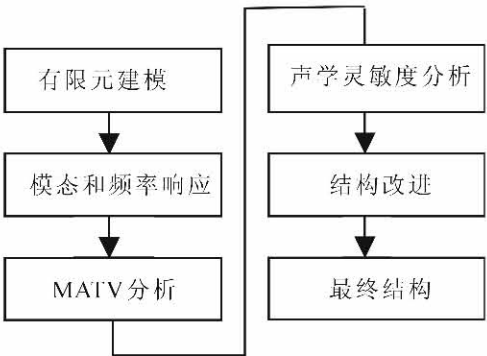


图 1 结构优化流程图

Fig. 1. Structural optimization flow chart

2 实例分析

2.1 卡车驾驶室有限元模型

本文研究的卡车驾驶室模型<sup>[6]</sup>为梁和板组成的封闭空间。为了便于建模和计算, 对车窗、车门及其它附件进行了简化。在建立驾驶室有限元模型如图 2 所示, 建模时作了如下假设: 1. 门窗玻璃与车门、车门与驾驶室之间为刚性连接, 2. 不考虑橡胶密封条的弹性作用。在 Patran 软件中整个驾驶室结

构划分为 160 个梁单元 (beam2) 和 600 个板单元, 整个驾驶室内声场划分为 1 600 个流体单元。其中板、梁为钢质材料: 密度  $\rho = 7\,800\text{ kg/m}^3$ , 弹性模量  $E = 2.1 \times 10^{11}\text{ N/m}^2$ , 泊松比  $\mu = 0.3$ , 门窗为玻璃材料: 密度  $\rho = 2\,400\text{ kg/m}^3$ , 弹性模量  $E = 7.2 \times 10^{10}\text{ N/m}^2$ , 泊松比  $\mu = 0.3$ , 空气密度  $\rho = 1.21\text{ kg/m}^3$ , 声速  $c = 340\text{ m/s}$ 。计算过程中只考虑发动机激励。在安装发动机的前梁上作用一幅值为 15 垂直方向的正弦激励。设定频率计算区间为: 20 ~ 160 Hz, 频率增量为 2 Hz。

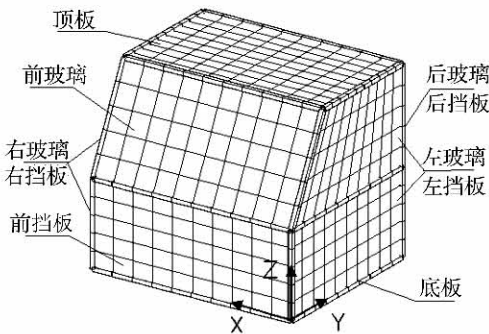


图2 卡车驾驶室模型  
Fig. 2 Truck cab model

为保持有限元模型与边界元模型节点的一致性和数据输入的正确性, 将图 2 建立的有限元模型删除梁单元网格作为声学边界元模型网格。为了不失一般性, 根据相关标准选定驾驶室内驾驶员右耳处 (0.9 m, 1.2 m, 1.7 m) 为参考点, 通过在 SYS-NOISE 软件计算, 得到此处的声压值—频率响应曲线如图 3 所示。

2.2 驾驶室 MATV 分析

从声压响应曲线图 3 显示, 频率 102 Hz、112 Hz 和 154 Hz 处驾驶室内出现较大的噪声, 此时驾驶员

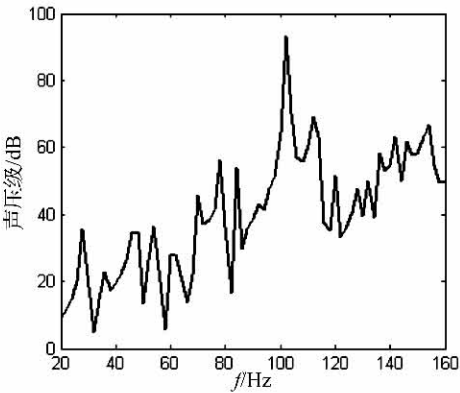


图3 驾驶员右耳处声压响应曲线  
Fig. 3 Response curve of the right ear sound pressure

右耳处声压值分别为 93.3 dB、69.1 dB 和 66.7 dB, 故这三个频率为主要分析频率。利用 SYSNOISE 软件进行 MATV 分析。针对声压级响应曲线中的三个峰值频率点, 即 102 Hz、112 Hz 和 154 Hz, 取出相应的 MATV 结果如图 4 所示。

从车身结构模态声学贡献量图 4 所示, 对峰值点有比较重要影响的结构模态如 Mode 38、Mode 39、Mode 40、Mode 41、Mode 63 和 Mode 65 等。表 1 给出了相关模态振型的主要表现形式。

表 1 部分驾驶室结构模态振形主要表现形式  
Tab. 1 Part modal shape of the cab structure

模态编号	模态振形主要表现形式
Mode 38	中部底板
Mode 39	中部底板
Mode 40	中部顶板
Mode 41	前挡风玻璃
Mode 63	前挡板 + 顶板
Mode 65	中部底板

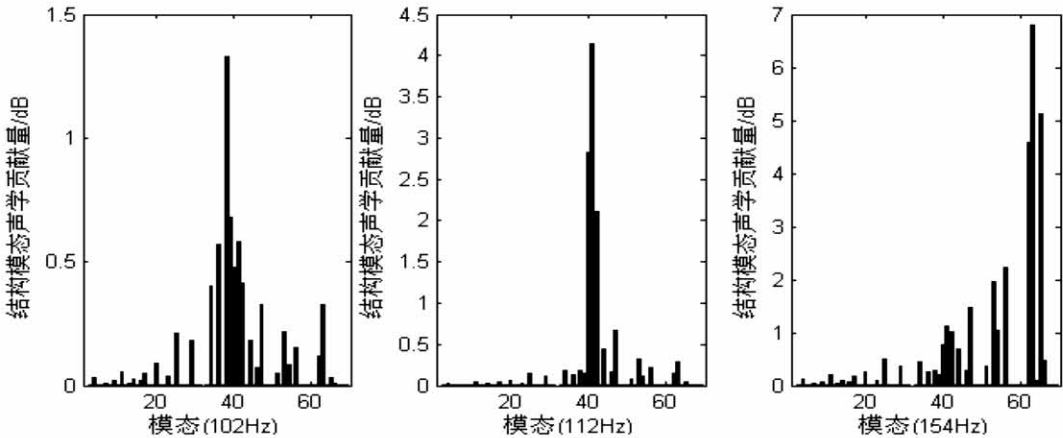


图4 驾驶室结构模态声学贡献量  
Fig. 4 Acoustic contribution of cab structure modal

从表 1 给出的各阶模态表现形式可以看出,车身结构上对响应峰值影响较大的部分主要是顶板、底板、前挡风玻璃、前挡板。

2.3 声学灵敏度分析

激励频率 102 Hz 时驾驶员右耳处声压最大。该频率下模态 38 和模态 39 对驾驶员右耳声学贡献量最突出,故以底板进行声学灵敏度分析。为研究底板声学灵敏度的变化规律,把底板所有的节点划分为 18 组,每组 10 节点,以节点法向振速为设计变量如图 5,依次为 1,2,... 9 为纵向设计变量,10,

11,... 18 为横向设计变量,按式(11)进行声辐射及声学灵敏度分析。

计算参考点(驾驶员右耳处)对各设计变量在 102 Hz、112 Hz 和 154 Hz 时的声学灵敏度曲线如图 6 所示。

从图 6 看,分析频率在 102 Hz、154 Hz 时,设计参考点(驾驶员右耳处)对底板纵向边缘节点振速灵敏度大,中间位置小(变量 5 所在的位置),对横向设计变量的敏度基本上逐渐增大。分析频率在 112 Hz 时,域点对各设计变量的敏度基本上逐渐增大。

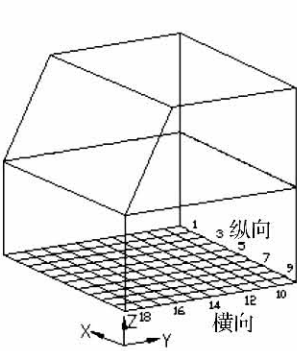


图 5 驾驶室底板的设计变量分布

Fig. 5 Design variables distribution of cab floor

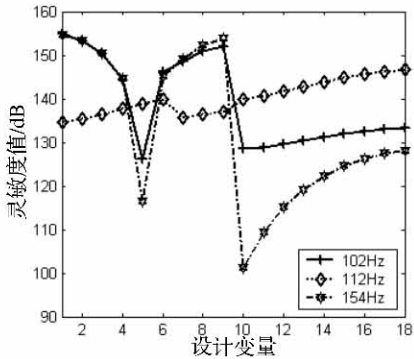


图 6 驾驶员右耳处对各设计变量的声学灵敏度

Fig. 6 Acoustic sensitivity of reference point for all design variables

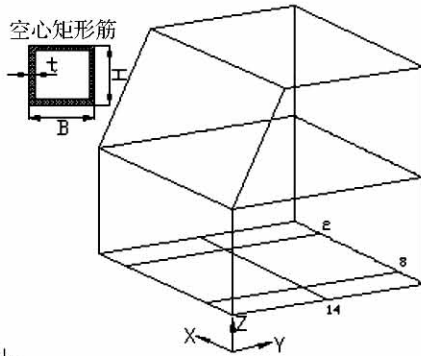


图 7 空心矩形筋所在的位置

Fig. 7 location of stiffener

2.4 驾驶室结构动力学优化分析

根据声压级灵敏度分析所得到的声学特性对结构设计具有指导意义。综合考虑声压级灵敏度分析结果,对底板声学灵敏度较大的部位加筋,筋的截面形状为空心矩形如图 7 ( $B=H=0.035\text{ m}$ ,  $t=0.001\text{ m}$ ),纵向设计变量 2、8,横向设计变量 14 所在的位置加筋如图 7 所示。

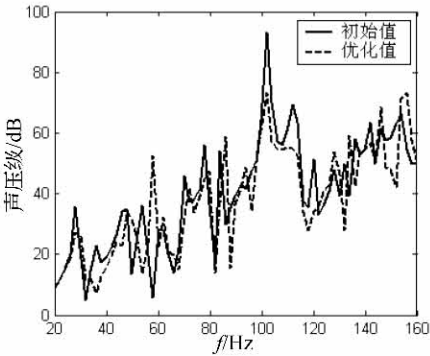


图 8 结构优化结果

Fig. 8 Results of structural optimization

对改进的结构重新计算声学响应得驾驶室内加上耳右耳处声压曲线如图 8 所示,经过加筋以后,声压峰值在 102 Hz、112 Hz 分别比原来降低了 19.9 dB、14.1 dB,虽然 154 Hz 处声压力值比改进前增长了 4.5 dB,但明显小于改进前 102 Hz 处最大声压力值。通过加筋以后,两个主要峰值噪声有了明显的

下降,达到降低车内噪声的目的。

3 结 语

本文综合运用 MATV 技术和声学灵敏度分析找出影响较突出模态和灵敏度的噪声频率进行结构优化,将该方法应用于驾驶室降噪结构设计过程,结构优化后,驾驶室声振系统两个主要激振频率下驾驶员右耳位置峰值声压有明显降低. 这表明运用该方法能有效降低车内噪声,对工程实际中声学设计问题具有一定意义和推广价值。

参考文献:

[1] 靳晓雄,张立军. 汽车噪声的预测与控制[M]. 上海:同济大学出版社,2004. 9.

[2] Mohanty A R, Pierre Barry D S. Suruli-Narayanasami Structure-borne Noise Reduction in a Truck Cab Interior Using Numerical Techniques [J]. **Applied Acoustics**, 2000, 59: 1-17.

[3] 李增刚. SYSNOISE Res5.6 详解[M]. 北京:国防工业出版社,2005.

[4] 张 军,兆文忠. 结构声辐射有限元/边界元法声学-结构灵敏度研究[J]. **振动工程学报**, 2005, 18(3): 366-370.

[5] 刘志云. 有限元法在拖拉机驾驶室声学设计中的应用[J]. **江西农业大学学报**, 1999, 21(2): 288-290.

[6] 舒 磊,方宗德,赵冠军. 驾驶室结构减振降噪的拓扑优化设计[J]. **振动与冲击**, 2008, 27(3): 113-116.