

# 模态密度计算精度对车内噪声预测精度的影响

陈书明<sup>1</sup>, 王登峰<sup>1</sup>, 马一功<sup>1</sup>, 曹晓琳<sup>1</sup>, 刘波<sup>2</sup>, 咎建明<sup>2</sup>

(1. 吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室, 长春 130022; 2. 长安汽车工程研究院, 重庆 401120)

**摘要:** 阐述了模态密度的基本理论, 给出了曲面曲率变化时模态密度的半经验计算公式。建立了某国产轿车的统计能量分析模型, 计算了各简化子系统的模态密度, 并采用 FEA 方法对车身各子系统的模态密度进行了计算, 将简化子系统时计算的模态密度与 FEA 计算的模态密度进行了对比分析。分析预测了车速为 100 km/h 时车内驾驶员耳旁噪声的 1/3 倍频程频谱, 并将采用简化子系统计算模态密度时的车内噪声 1/3 倍频程频谱和采用 FEA 方法计算模态密度时的车内噪声 1/3 倍频程频谱分别与试验测量结果进行了对比, 分析了各子系统模态密度的计算精度对车内噪声预测精度的影响。结果表明, 准确获取车身各个子系统的模态密度可以有效地提高 SEA 模型预测精度, 使车内噪声预测误差在 1 dB(A) 以内, 满足工程上在汽车产品开发设计阶段对车内中高频噪声分析预测的要求, 可为汽车产品开发设计阶段的声学设计提供参考。

**关键词:** 车辆工程; 车内噪声; 统计能量分析; 模态密度; 噪声预测

**中图分类号:** U467.4    **文献标志码:** A    **文章编号:** 1671-5497(2010)02-0335-06

## Effect of calculation precision of modal density on precision of car interior noise prediction

CHEN Shu-ming<sup>1</sup>, WANG Deng-feng<sup>1</sup>, MA Yi-gong<sup>1</sup>, CAO Xiao-lin<sup>1</sup>, LIU Bo<sup>2</sup>, ZAN Jian-ming<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of Automotive Dynamic Simulation, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. Chang'an Automobile Engineering Institute, Chongqing 401120, China)

**Abstract:** The fundamentals of the modal density was introduced, and a semi-empirical formula calculating the modal density when the surface curvature changes was deduced. A statistical energy analysis(SEA) model was built for a certain domestic car, and the modal densities of the simplified car subsystems were calculated. The modal density of each subsystem was also calculated with the finite element analysis (FEA) method. Both results were compared each other. The 1/3 octave band spectrums of the car interior driver ear-vicinity noise were predicted at speed 100 km/h by both the subsystem modal density calculation and the FEA calculation. Both results were compared with the test results. The effects of calculation precision of the subsystem modal density on the precision of car interior noise prediction were discussed. The results indicate that the car interior noise prediction precision by the SEA model can be improved effectively by enhancing the modal density calculation

**收稿日期:** 2008-07-28.

**基金项目:** “863”国家高技术研究发展计划项目(2006AA110102-3); 吉林省科技发展计划重点项目(20040332-1).

**作者简介:** 陈书明(1980-), 男, 博士研究生. 研究方向: 汽车 NVH 性能分析与控制. E-mail: shumingchen@yahoo. cn

**通信作者:** 王登峰(1963-), 男, 教授, 博士生导师. 研究方向: 汽车 NVH 性能分析与主被动控制技术.

E-mail: caewdf@jlu. edu. cn

precision of the car subsystems, the predicted error of the car interior noise can be kept within 1 dB (A). The model results satisfy the requirement on car interior medium- and high-frequency noise prediction at the car development phase, providing a reference for the car acoustic design.

**Key words:** vehicle engineering; car interior noise; statistical energy analysis(SEA); modal density; noise prediction

统计能量分析(Statistical energy analysis, SEA)方法是在 20 世纪 60 年代初发展起来的解决中高频声振问题的有效方法<sup>[1]</sup>。汽车是一个多子系统的复杂系统,在建立统计能量分析模型时需要对模型进行必要的简化,以便于对车内噪声进行预测。目前,许多学者研究了一些简化的 SEA 建模方法,Unglenieks 等<sup>[2]</sup>打破了传统的建模方式,建立了简化的多孔仪表板 SEA 子系统; Zhang 等<sup>[3]</sup>建立了车门系统的 SEA 模型,该模型主要包括外壳、车门声腔、车门内部金属板、空气屏障和内饰,在声传递损失测量中考虑了漏声问题,并提出漏声对车门系统的整体声学性能有着重要的影响;日本 Honda 公司的 Misaji 等<sup>[4]</sup>设计了一种混合 SEA 建模方案,建立了精确的客车 SEA 模型。这些建模方法为快速建立统计能量分析模型提供了基础。

模态密度是统计能量分析方法的一个非常重要的参数,它被定义为单位频带宽度内的模态数目,是描述振动系统贮存能量大小的物理量。在 SEA 分析中,能量由低模态密度子结构向高模态密度子结构流动。在对车内噪声进行预测时,许多研究<sup>[5-6]</sup>将车身顶板、前后风挡玻璃、地板、防火墙、车窗玻璃等复杂子系统简化为平板来计算其模态密度,这种简化方法不可避免地会带来较大的计算误差。本文采用有限元(Finite element analysis, FEA)方法准确获取各个复杂子系统的模态密度,并对采用两种不同模态密度计算方法得到的车内噪声预测结果进行了比较和分析评价。

## 1 模态密度理论简介

一维梁横向振动的模态密度<sup>[7]</sup>可用下式计算

$$n(f) = l/C_B \quad (1)$$

式中:  $l$  为梁的长度;  $C_B$  为弯曲波速,且  $C_B = \sqrt{fRC_1}$ ,  $f$  为频率,  $R$  为梁在  $x$  截面处的回转半径,  $R = \sqrt{I/S}$ ,  $I$  为截面惯性矩,  $S$  为梁截面面积,  $C_1$  为二维纵向波速,  $C_1 = \sqrt{E/\rho(1-\mu^2)}$ , 其中  $E$

为平板材料的弹性模量,  $\rho$  为密度,  $\mu$  为泊松比。

二维平板振动系统模态密度的简化公式为

$$n(f) = \frac{A}{2R'C_1} \quad (2)$$

式中:  $A$  为平板面积;  $R'$  为弯曲半径,  $R = h/2\sqrt{3}$ ;  $h$  为板厚。

取曲率半径为  $r$ , 厚度为  $h$  的曲面板, 曲面板的弹性模量为  $E$ , 密度为  $\rho$ , 泊松比为  $\mu$ , 则该曲面板模态密度的半经验近似公式为

当  $f/f_r \leq 0.48$  时

$$n(f) = \frac{5A}{\pi h C_1} \left( \frac{f}{f_r} \right)^{1/2} \quad (3)$$

当  $0.48 < f/f_r \leq 0.83$  时

$$n(f) = \frac{7.2A}{\pi h C_1} \left( \frac{f}{f_r} \right) \quad (4)$$

当  $f/f_r > 0.83$  时

$$n(f) = \frac{2A}{\pi h C_1} \left\{ 2 + \frac{0.596}{F-1/F} \left[ F \cos \left( \frac{1.745 f_r^2}{F^2 f^2} \right) - \frac{1}{F} \cos \left( \frac{1.745 F^2 f_r^2}{f^2} \right) \right] \right\} \quad (5)$$

式中:  $f$  为 1/3 倍频程中心频率;  $f_r$  为环频率, 且  $f_r = \frac{C_1}{2\pi r}$ ;  $F$  为带宽因子,  $F = \left( \frac{f_{up}}{f_{down}} \right)^{1/2}$ ,  $f_{up}$ 、 $f_{down}$  分别为上、下限频率, 对于 1/3 倍频程带宽  $F = 1.122$ 。

## 2 模态密度的计算

### 2.1 简化子系统模态密度的计算

在通常的 SEA 分析中, 多将类似于平板结构的子系统简化成平板对其进行模态密度计算, 如发动机盖、前后风挡玻璃、前地板、后地板、防火墙、前窗玻璃、后窗玻璃、顶板、行李箱盖等。由式(2)可知, 平板结构的模态密度与频率无关, 是个常量, 故在 1/3 倍频程各个带宽内, 模态密度均相同, 表 1 为简化为平板结构子系统的模态密度。

车身的 A 柱和 B 柱通常简化为梁子系统, 用式(1)对其模态密度进行计算, 结果如图 1 所示。从图 1 可以看出, A 柱和 B 柱的模态密度均随频率的增大而减小。

表 1 简化为平面结构的子系统模态密度

Table 1 Modal density of simplified plane sub-systems

编号	子系统	结构性质	简化结构	模态密度
1	顶板	曲面板	平板	0.8422
2	前风挡玻璃	曲面板	平板	0.0746
3	前地板	曲面板	平板	0.7414
4	防火墙	不规则形状板	平板	0.1447
5	前窗玻璃	曲面板	平板	0.0306
6	后窗玻璃	曲面板	平板	0.0299
7	行李箱盖	曲面板	平板	0.3698
8	后风挡玻璃	曲面板	平板	0.0780
9	后地板	不规则形状板	平板	1.1669
10	发动机盖	曲面板	平板	0.4995

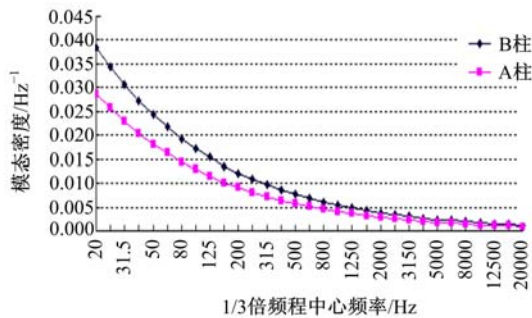


图 1 A 柱和 B 柱的模态密度

Fig. 1 Modal density of A-pillar and B-pillar

2.2 用 FEM 计算简单结构模态密度

采用有限元方法对上述各子系统模态密度进行计算。顶板、发动机盖、A 柱、B 柱的有限元模型如图 2 所示。顶板、前地板、后地板、发动机盖、行李箱盖的模态密度如图 3(a) 所示;前风挡玻璃、防火墙、前车窗玻璃、后车窗玻璃、后风挡玻璃的模态密度如图 3(b) 所示;A 柱和 B 柱的模态密度如图 4 所示。

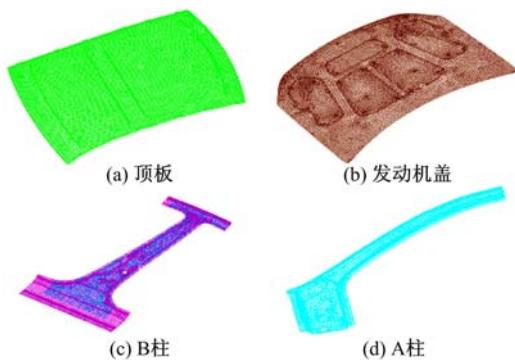
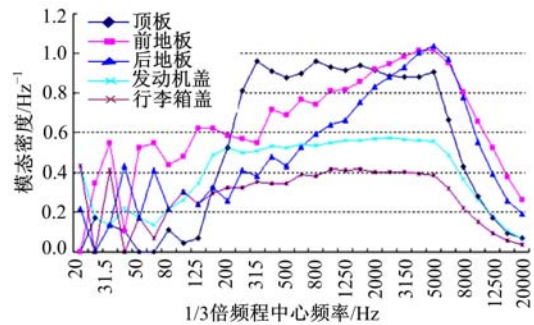
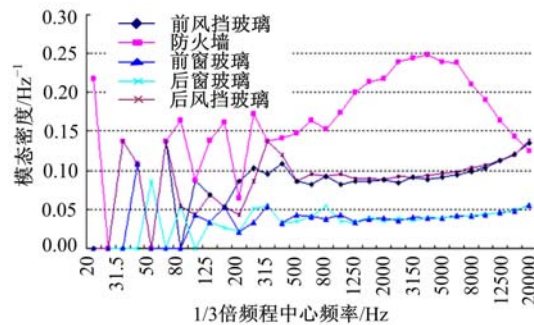


图 2 轿车子系统有限元模型

Fig. 2 Finite element analysis model of car sub-systems



(a) 顶板、地板、发动机盖和行李箱盖的模态密度



(b) 前后窗玻璃、风挡玻璃和防火墙的模态密度

图 3 用 FEM 计算车身板类子系统的模态密度

Fig. 3 Modal density of car plate sub-systems by FEM

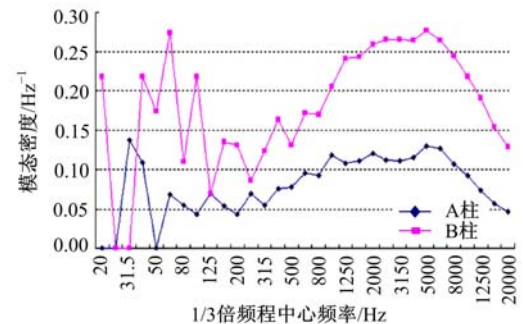


图 4 有限元方法计算 A 柱和 B 柱的模态密度

Fig. 4 Modal density of A-pillar and B-pillar by FEM

从图 3 可以看出,前地板和后地板随频率的增加模态密度先增大后减小,在 6.3 kHz 时达到最大值;而顶板、发动机盖、行李箱盖在 315~6300 Hz 频率范围内模态密度曲线接近直线,可见在该频率范围内模态密度随频率变化较小,且在该频率范围内的模态密度均比简化成平板的模态密度大;防火墙的模态密度在整个频率范围内变化较大,而前后风挡玻璃和前后车窗玻璃的变化较小。子系统模态密度的有限元法计算与简化计算对比如表 2 所示,可见用有限元方法计算各子系统模态密度在全频段的平均值均比简化为平板后的模态密度要大。

表 2 用 FEM 与简化为平板计算得到的子结构模态密度对比

Table 2 Sub-system modal density comparison between FEM and simplified method

编号	子系统	模态密度/Hz <sup>-1</sup>	
		未简化 FEA 计算 全频段平均值	简化为平板
1	顶板	0.92	0.8422
2	前风挡玻璃	0.10	0.0746
3	前地板	—	0.7414
4	防火墙	—	0.1447
5	前窗玻璃	0.04	0.0306
6	后窗玻璃	0.04	0.0299
7	行李箱盖	0.40	0.3698
8	后风挡玻璃	0.10	0.0780
9	后地板	—	1.1669
10	发动机盖	0.54	0.4995

### 2.3 FEM 计算复杂结构子系统的模态密度

在车身结构子系统中,有很多复杂的结构,如车门、钟型座、挡泥板、翼子板等。采用有限元方法可以准确地获得这些复杂结构子系统的模态密度。左前门、左后门、左前钟型座、左前翼子板、左前挡泥板模态密度如图 5 所示。

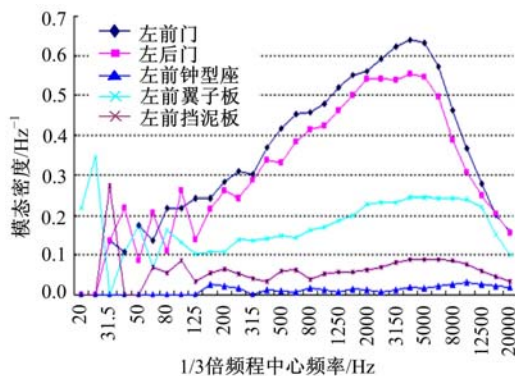


图 5 用 FEM 计算复杂结构子系统的模态密度  
Fig. 5 Modal density of complicated subsystems by FEM

从图 5 可以看出,左前门与左后门的模态密度随 1/3 倍频程中心频率的增大先增大后减小,在 4 kHz 时,模态密度达到最大值;左前钟型座、左前翼子板、左前挡泥板模态密度曲线在整个频段内变化较平缓,左前钟型座模态密度较小,在 125 Hz 以下模态密度为 0,在 125 Hz 以上近似接近一条直线。

## 3 轿车 SEA 模型的建立

### 3.1 SEA 模型激励测试与计算

统计能量分析模型的外部激励一般分为动力

总成悬置振动激励、车身悬置振动激励、发动机仓声压激励和车身外表面风激励,在车速为 100 km/h 时,分别测量和计算各个激励。

发动机悬置激励与车身悬置激励同时测量,首先在动力总成前、后、左、右 4 个悬置点的被动侧各布置一个加速度传感器,以测量动力总成悬置对车身的激励;同时在车身与悬架的 6 处连接点分别布置一个加速度传感器,以测量路面对车身的激励。

发动机仓声激励试验在消声室内进行,将被试车辆固定在转鼓试验台上,并在发动机仓内上下左右前后 6 个面上各分别布置 3 个传声器,将车速控制在 100 km/h,采用 LMS 噪声振动测试系统测量发动机仓内的声压激励,将各个面上的 3 个传感器的测量结果取平均值作为声辐射激励。

车身外表面风激励通过 CFD 方法进行计算,建立 CFD 计算模型,采用大涡仿真(LES)对车体表面空气压力波动进行监测,监测车身各个子系统外表面的脉动压力。

### 3.2 统计能量分析模型的建立

根据统计能量分析方法的基本假设<sup>[1,7]</sup>,建立了某国产轿车的统计能量分析模型,并将激励加入到模型中,施加激励后的 SEA 模型如图 6 所示。



图 6 轿车统计能量分析模型  
Fig. 6 Car SEA model

## 4 车内噪声预测与对比分析

将 2.1 节中用简化子系统计算的模态密度输入到所建 SEA 模型中,并对车内驾驶员耳旁噪声进行预测,得到驾驶员耳旁总声压级为 75.60 dB(A)。将用 FEM 计算得到的模态密度输入到 SEA 模型中,得到驾驶员耳旁总声压级为 74.01 dB(A)。

为了验证车内噪声预测结果的有效性,分析

采用不同计算方法获得子系统模态密度时对车内噪声预测精度的影响。对被试轿车进行车内噪声测量,试验在水平路面上进行,汽车以 100 km/h 的车速行驶,测得驾驶员耳旁噪声总声压级为 73.10 dB(A)。与试验值相比,采用简化子系统计算模态密度时,车内噪声预测值比试验值大 2.5 dB(A);用 FEM 计算模态密度时,车内噪声预测值比试验值大 0.91 dB(A)。

车内噪声试验值与预测值的 1/3 倍频程频谱如图 7 所示。从图 7 可以看出,20~100 Hz 频率内,采用不同的模态密度计算方法,SEA 模型对车内噪声的预测误差都较大,这是由于 SEA 方法本身主要适用于中高频动力学响应分析的缘故;在 500~2500 Hz 频率内,采用简化子系统计算模态密度时,SEA 模型对车内噪声的预测误差较大,在 1600 Hz 时,误差最大,达到 5.2 dB(A),而采用 FEM 计算模态密度时,SEA 模型对车内噪声预测的误差在该频段内明显减小;在 4~20 kHz 频率范围内,使用 FEM 计算模态密度时,车内噪声预测误差也明显减小。

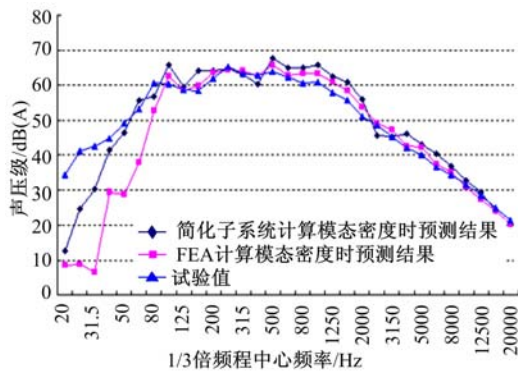


图 7 统计能量分析模型的预测值与试验值对比

Fig.7 Contrast between SEA model prediction and experimentation results

车内噪声预测误差减小,意味着预测精度提高,在 100~20 000 Hz 频率内,使用 FEM 获得模态密度比用简化子系统获得的模态密度更精确,使得在中高频范围内,SEA 模型预测噪声精度有了明显的提高。

## 5 不同模态密度计算方法对车内噪声预测精度的影响

将用简化计算和有限元方法计算得到的各子系统的模态密度分别输入到 SEA 模型中,计算车内驾驶员耳旁噪声声压级,将由两种输入值计算

的两声压级的差值的绝对值定义为不同模态密度计算方法对车内噪声预测精度的影响程度。由于模型为左右对称结构,所以对于对称结构子系统只取其中一个,计算结果如表 3 所示。

表 3 各子系统简化计算的模态密度与 FEM 计算模态密度对车内噪声预测精度的影响

Table 3 Effect of simplified-subsystem modal density and FEM computation modal density on prediction precision of car interior noise

编号	子系统	噪声预测精度影响程度/dB(A)	编号	子系统	噪声预测精度影响程度/dB(A)
1	顶板	0.0497	11	左 A 柱	0.0152
2	前风挡玻璃	0.0159	12	左 B 柱	0.0081
3	前地板	0.3276	13	左前翼子板	0.0017
4	防火墙	0.2549	14	左前钟型座	0.0022
5	前窗玻璃	0.0315	15	左前门	0.3703
6	后窗玻璃	0.0596	16	左后门	0.3251
7	行李箱盖	0.0642	17	左后翼子板	0.1304
8	后风挡玻璃	0.0302	18	前保险杠	0.0127
9	后地板	0.1638	19	后保险杠	0.0314
10	发动机盖	0.0196			

从表 3 可以看出,各子系统的模态密度对车内噪声预测精度有着不同程度的影响,其中,左前门的模态密度对车内噪声预测精度影响最大,最大值为 0.3703 dB(A),左后门、前地板、后地板的模态密度对车内噪声预测精度影响也较大,而左 B 柱与左前钟型座的模态密度对车内噪声预测精度影响较小。

## 6 结 论

(1) 本文用解析方法对轿车各简化子系统的模态密度进行了计算,同时又采用 FEM 对车身各子系统的模态密度进行了计算,并将用简化子系统计算的模态密度与用 FEM 计算的模态密度进行了对比分析。结果表明,用两种方法计算的大部分子系统的模态密度差异较大。

(2) 建立了轿车统计能量分析模型,分析预测了车速为 100 km/h 时车内耳旁噪声的 1/3 倍频程频谱,并将用两种方法计算的模态密度时的车内噪声 1/3 倍频程频谱分别与试验结果进行了对比分析。结果表明,采用 FEM 计算子系统模态密度时,可以显著提高 SEA 模型的预测精度,与试验结果相比,使模型预测误差缩小在 1 dB(A) 以内。

(3)对用两种方法计算的各子系统模态密度对车内噪声预测精度的影响进行了计算,分析了各子系统模态密度对车内噪声的影响程度,可为建立精度统计能量分析模型提供参考。

#### 参考文献:

- [ 1 ] Lyon R H. Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems; Theory and Applications[M]. Massachusetts: MIT Press, 1975.
- [ 2 ] Unglenieks R J, Mealman M R. Simplified porous panel subsystem for SEA modeling[C]//SAE Paper, 2003-01-1538.
- [ 3 ] Zhang Qi-jun, Parrett A, Wang Chong, et al. SEA modeling of a vehicle door system[C]//SAE Paper, 2005-01-2427.
- [ 4 ] Misaji K, Tada H, Yamashita T. Testing uniqueness of a hybrid SEA modeling solution for a passenger car[C]//SAE Paper, 2003-01-1408.
- [ 5 ] 靳晓雄,叶武平,丁玉兰. 基于统计能量分析法的轿车内室噪声优化与控制[J]. 同济大学学报, 2002, 30(7): 862-867.  
Jin Xiao-xiong, Ye Wu-ping, Ding Yu-lan. Car interior noise simulation using statistical energy analysis method[J]. Journal of Tongji University, 2002, 30(7): 862-867.
- [ 6 ] 叶武平,易明,靳晓雄,等. 运用统计能量分析法进行轿车内室噪声的仿真[J]. 同济大学学报, 2001, 29(9): 1066-1071.  
Ye Wu-ping, Yi Ming, Jin Xiao-xiong, et al. Car interior noise simulation using statistical energy analysis method[J]. Journal of Tongji University, 2001, 29(9): 1066-1071.
- [ 7 ] 姚德源,王其政. 统计能量分析原理及其应用[M]. 北京:北京理工大学出版社, 1995.