基于能量有限元方法的声腔内部噪声预测

陈书明,王登峰,谭刚平,苏丽俐,李 未

(吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室,长春 130022)

摘 要:为了预测声腔内部噪声,基于能量有限元方法(EFEA)建立了声腔-平板-声腔的EFEA耦合模型,对声腔内部噪声进行了数值计算。建立了声腔-平板-声腔的统计能量分析(SEA)模型,并将EFEA模型的预测结果与SEA模型的预测结果进行了对比。结果表明,二者具有较好的一致性。建立了声腔-前风挡玻璃-声腔的EFEA耦合模型和SEA耦合模型,分别对EFEA和SEA模型的外侧声腔响应进行了仿真分析,并与试验结果进行了对比。结果表明,EFEA预测结果与SEA预测结果以及试验结果均吻合良好,充分显示了本文所建立的声腔-前风挡玻璃-声腔EFEA模型对声腔内部噪声预测的准确性。

关键词:车辆工程;噪声预测;能量有限元方法;统计能量分析;传递损失

中图分类号:U467.4 **文献标志码**:A **文章编号**:1671-5497(2012)02-0303-06

Prediction of cavity interior noise based on energy finite element method

CHEN Shu-ming, WANG Deng-feng, TAN Gang-ping, SU Li-li, Li Wei

(*State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control*, *Jilin University*, *Changchun* 130022, *China*)

Abstract: In order to predict the interior noise of the cavity, the basic principle of energy finite element method (EFEM) was introduced. A coupled cavity-plate-cavity energy finite element analysis (EFEA) model was built, and its interior noise was computed with numerical method. Meanwhile, a statistical energy analysis (SEA) model of cavity-plate-cavity was also built. The prediction result of the EFEA model was compared with the result of the SEA model. The result showed that they were in accordance with each other. Moreover, an EFEA model and a SEA model of cavity-front windshield-cavity were built. The responses of the outer cavities in EFEA and SEA models were respectively calculated, and the response results were compared with test. The comparison results showed that the prediction result of EFEA model was in accordance with that of SEA and test, and the prediction accuracy was also validated.

Key words: vehicle engineering; noise prediction; energy finite element method; statistical energy analysis; transmission loss

收稿日期:2011-01-19.

基金项目:国家自然科学基金项目(50975119);"863"国家高技术研究发展计划项目(2006AA110102-3).

作者简介:陈书明(1980-),男,讲师. 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分析与控制. E-mail:caewdf@jlu.edu.cn

0 引 言

声固耦合分析一直是车内噪声分析的一种有效方法,有限元分析(Finite element analysis,FEA)方法和边界元方法(Boundary element method,BEM)主要用于分析低频段,而统计能量分析方法(Statistical energy analysis,SEA)用于分析中高频段。能量有限元分析(Energy Finite element analysis,EFEA)方法[1-2]是新发展起来的一种方法。EFEA 方法将 FEA、SEA 以及能量流分析等方法结合起来,克服了单一分析方法受限的缺点,使得振动噪声预测精度得到提高。EFEA 方法将子系统划分成许多网格点和非常小的"有限元",EFEA 网格可以跟踪能量衰减和能量通过子系统的传播过程。能量通过子系统时,经过节点网格产生能量衰减,这同 FEA 较为相似,与 SEA 方法相比较,EFEA 增强了对子系统局部预测的功能。

Nefsde 和 Sung[3]最早采用 FEA 方法来预测梁结构的能量流动;Wohlever 和 Bernhard[4]在能量控制方程和有限元方程的基础上将 EFEA 方法用于高频声振分析;随着 EFEA 方法的不断发展,Wang 和 Bernhard[5]将 EFEA 方法成功应用于商用车驾驶室中高频结构分析;Zhang 和 Raveendra[6]采用 EFEA 方法预测声腔内部噪声,并与 SEA 方法预测结果进行对比,取得了较好的效果,他们还使用 EFEA 方法与 BEM 对车内高频噪声进行了预测[7],采用 EFEA 方法对汽车声学包装进行了分析[8];Patricia[9]利用 EFEA 对地板子系统进行了分析,并对平薄板件的 EFEA 方程进行了推导;Vlahopoulos 等人[10]采用 EFEA 方法与能量边界元方法(Energy boundary element method,EBEM)对汽车外部周围噪声进行了预测,并推导了在结构板件内侧采取声学控制措施后的能量控制方程。

本文基于能量有限元方法建立了声腔-平板-声腔的 EFEA 耦合模型和统计能量分析模型,并建立了声腔-前风挡玻璃-声腔的 EFEA 耦合模型和 SEA 耦合模型,试验结果表明,利用本文方法对声腔内部高频噪声进行预测有效可行。

1 能量有限元理论

在中高频噪声分析中,时间和空间平均声能密度 $\langle \bar{D} \rangle$ 和声强 $\langle \bar{I} \rangle$ 有如下关系:

$$\langle \bar{I} \rangle = -\frac{c_g^2}{\eta\omega} \nabla \langle \bar{D} \rangle \tag{1}$$

式中:η 为声腔内损耗因子;c_g 为群速度;ω 为圆频率。

稳定状态下,子系统功率平衡,可以表示为

$$\langle \bar{\Pi}_{\text{in}} \rangle = \langle \bar{\Pi}_{\text{diss}} \rangle + \nabla \langle \bar{I} \rangle \tag{2}$$

式中:$\langle \bar{\Pi}_{\text{in}} \rangle$ 为输入功率;$\langle \bar{\Pi}_{\text{diss}} \rangle$ 为时间和空间平均耗散功率。

因此,可以推导出声能量密度 $\langle \bar{D} \rangle$ 和耗散功率 $\langle \bar{\Pi}_{\text{diss}} \rangle$ 之间的关系:

$$\langle \bar{\Pi}_{\text{diss}} \rangle = \eta\omega \langle \bar{\text{D}} \rangle \tag{3}$$

将式(1)和(3)代入式(2)可以得到控制方程:

$$\omega\eta \langle \bar{D} \rangle - \frac{c_g^2}{\eta\omega} \nabla^2 \langle \bar{D} \rangle = \langle \bar{\Pi}_{\text{in}} \rangle \tag{4}$$

定义修正能量密度 $\langle \bar{D}' \rangle = c_g \langle \bar{D} \rangle$,则式(4)变为

$$\frac{\omega\eta}{c_g} \langle \bar{D}' \rangle - \frac{c_g}{\eta\omega} \nabla^2 \langle \bar{D}' \rangle = \langle \bar{\Pi}_{\text{in}} \rangle \tag{5}$$

采用 FEA 方法对式(5)求解,有限单元线性矩阵方程为

$$\{\boldsymbol{N}^e\} = \{\boldsymbol{B}^e\} + [\boldsymbol{S}^e]\{\boldsymbol{D}^e\} \tag{6}$$

式中:上标"e"表示基于有限单元的量;$[\boldsymbol{N}^e]$ 为节点输入功率;$[\boldsymbol{B}^e]$ 为通过单元边界的功率;$[\boldsymbol{D}^e]$ 为修正能量密度节点向量 $\langle \bar{D}' \rangle$;$[\boldsymbol{S}^e]$ 为单元系统矩阵。

将两个声腔单元 i 和 j 通过结构板单元 k 耦合在一起,耦合系统如图 1 所示,3 个单元的耦合方程可以表示为

$$\begin{bmatrix} \{\boldsymbol{B}^e\}_i \\ \{\boldsymbol{B}^e\}_k \\ \{\boldsymbol{B}^e\}_j \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} [\boldsymbol{S}^e]_i & & \\ & [\boldsymbol{S}^e]_k & \\ & & [\boldsymbol{S}^e]_j \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \{\boldsymbol{D}^e\}_i \\ \{\boldsymbol{D}^e\}_k \\ \{\boldsymbol{D}^e\}_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \{\boldsymbol{N}^e\}_i \\ \{\boldsymbol{N}^e\}_k \\ \{\boldsymbol{N}^e\}_j \end{bmatrix} \tag{7}$$

式中:下标 i,j,k 为单元的标识。

功率从一个结构单元流向一个声腔或者直接从一个声腔流向另一个声腔,用公式可以表示为

$$[\boldsymbol{J}_{\text{s-a}}]_k^i \begin{Bmatrix} \{\boldsymbol{D}_{ic}^e\} \\ \{\boldsymbol{D}_{kc}^e\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{\boldsymbol{B}_{ic}^e\} \\ \{\boldsymbol{B}_{kc}^e\} \end{Bmatrix} \tag{8}$$

$$[\boldsymbol{J}_{\text{s-a}}]_k^j \begin{Bmatrix} \{\boldsymbol{D}_{jc}^e\} \\ \{\boldsymbol{D}_{kc}^e\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{\boldsymbol{B}_{jc}^e\} \\ \{\boldsymbol{B}_{kc}^e\} \end{Bmatrix} \tag{9}$$

$$[\boldsymbol{J}_{\text{s-a}}]_j^i \begin{Bmatrix} \{\boldsymbol{D}_{ic}^e\} \\ \{\boldsymbol{D}_{jc}^e\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{\boldsymbol{B}_{ic}^e\} \\ \{\boldsymbol{B}_{jc}^e\} \end{Bmatrix} \tag{10}$$

式中:下标"c"表示变量在相同耦合单元面上的节点;s,a 分别表示结构子系统和声腔子系统;

$[\boldsymbol{J}_{s-a}]_k^i$ 为结构子系统单元 i 与声腔子系统单元 k 之间的连接矩阵。

结构子系统 s 与声腔子系统 a 之间的耦合矩阵为

$$\frac{\begin{bmatrix}(1+r_{ss})(1-r_{ss})+t_{as}t_{sa} & -2t_{as}\\ -2t_{sa} & (1+r_{ss})(1-r_{ss})+t_{as}t_{sa}\end{bmatrix}}{[(1+r_{ss})(1-r_{ss})+t_{as}t_{sa}]}=[\boldsymbol{J}_{s-a}] \tag{11}$$

式中：r_{aa} 为声腔传递系数；r_{ss} 为结构传递系数；t_{sa} 为结构-声腔传递系数；t_{as} 为声腔-结构传递系数。

将式(8)(9)(10)代入式(7)得到：

$$\begin{bmatrix}[\boldsymbol{S}^e]_i & & \\ & [\boldsymbol{S}^e]_k & \\ & & [\boldsymbol{S}^e]_j\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\{\boldsymbol{D}^e\}_i\\ \{\boldsymbol{D}^e\}_k\\ \{\boldsymbol{D}^e\}_j\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}\{\boldsymbol{N}^e\}_i\\ \{\boldsymbol{N}^e\}_k\\ \{\boldsymbol{N}^e\}_j\end{Bmatrix}-\begin{bmatrix}[\boldsymbol{JC}]_j^i+[\boldsymbol{JC}]_k^i+[\boldsymbol{JC}]_k^j\end{bmatrix} \tag{12}$$

式中：$[\boldsymbol{JC}]_j^i$、$[\boldsymbol{JC}]_k^i$、$[\boldsymbol{JC}]_k^j$ 由连接矩阵 $[\boldsymbol{J}_{s-a}]_j^i$、$[\boldsymbol{J}_{a-s}]_k^i$、$[\boldsymbol{J}_{a-a}]_k^j$ 组成。

故可以推导出 EFEM 方程：

$$[[\boldsymbol{S}]+\boldsymbol{\Sigma}[\boldsymbol{JC}]]\{\boldsymbol{D}\}=\{\boldsymbol{N}\} \tag{13}$$

式中：$\boldsymbol{\Sigma}$ 为模型中所有连接的耦合矩阵。

2　数值仿真

建立的声腔平板声腔 EFEA 耦合模型如图 1 所示，平板为厚度 1 mm 的正方形钢板，面积为 1 m^2，密度为 7900 kg/m^3，泊松比为 0.29，弹性模量为 2.1×10^{11} Pa，平板共有 121 个节点，100 个单元。声腔是边长为 1 m 的立方体，左右声腔均为六面体网格，共有 2541 个节点和 2000 个单元。同时，建立声腔-平板-声腔的 SEA 模型如图 2 所示。

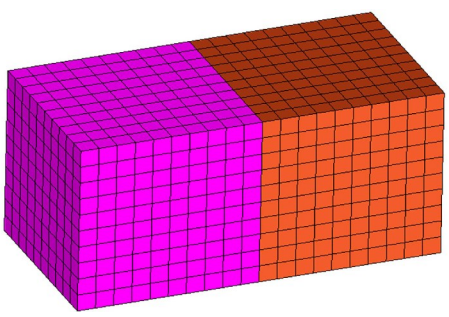


图 1　声腔-平板-声腔 EFEA 模型

Fig. 1　EFEA model of cavity-plate-cavity system

在 EFEA 模型与 SEA 模型中，务必使声腔与平板进行耦合，以保证能量在声腔-平板-声腔

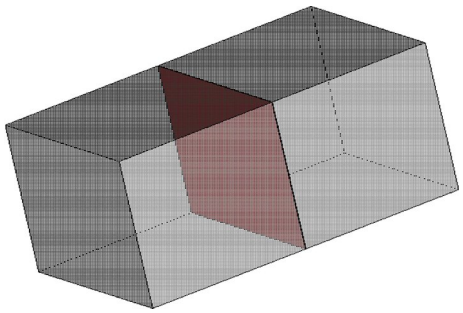


图 2　声腔-平板-声腔 SEA 模型

Fig. 2　SEA model of cavity-plate-cavity system

间传递，忽略声腔边界条件对模型的影响。通过模态密度及耦合损耗因子计算理论[10]，对声腔的模态密度及声腔-平板间的耦合损耗因子进行计算，声腔的模态密度及声腔-平板间的耦合损耗因子分别如图 3、图 4 所示。从图 3 可以看出，声腔的模态密度随着频率的增大而增大，在 20 000 Hz 时，模态密度最大，为 20.08。从图 4 可以看出，在 200～800 Hz 频率内，声腔-平板的耦合损耗因子大于平板-声腔的耦合损耗因子，在 800 Hz 以上，平板-声腔的耦合损耗因子大于声腔-平板的耦合损耗因子。EFEA 模型 d 5000 Hz 时的能量密度分布如图 5 所示，从图 5 可以看出，激励点处能量密度较大，随着能量的传播，能量密度逐渐减小，接收声腔的能量密度最小，为 0.007 76 J/m^3。

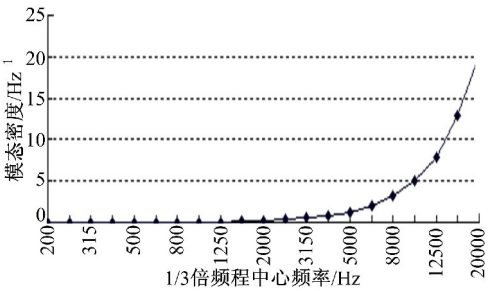


图 3　声腔的模态密度

Fig. 3　The modal density of the acoustic cavity

在 EFEA 模型的右侧声腔施加单位输入功率的激励，在 EFEA 模型中，可以计算任意节点的响应，在左侧声腔建立 5 个监测点，分别计算左侧声腔监测点位置的响应，将 5 个监测点的响应进行平均，得到左侧声腔的平均响应。在 SEA 模型的右侧声腔施加与 EFEA 模型相同的激励，计算左侧声腔的响应。由于 SEA 计算的是一个平均结果，所以 SEA 模型计算的是左侧声腔空间平均响应。EFEA 与 SEA 模型左侧声腔的响应如

图 6 所示。从图 6 可以看出,在整个频段内 EFEA 与 SEA 模型的计算结果吻合较好。

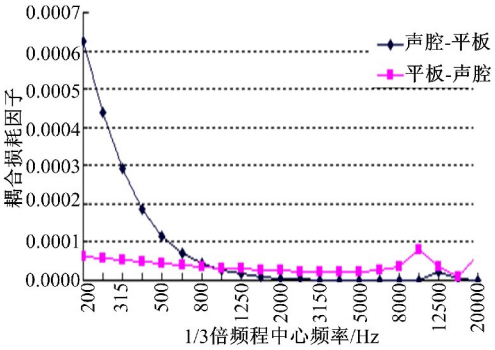


图 4 声腔与平板间的耦合损耗因子

Fig. 4 The coupling loss factors between acoustic cavity and plate

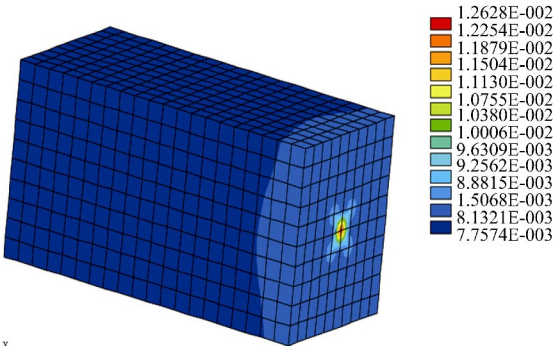


图 5 EFEA 模型 1000 Hz 时的能量密度

Fig. 5 The energy density of the EFEA model at 1000 Hz

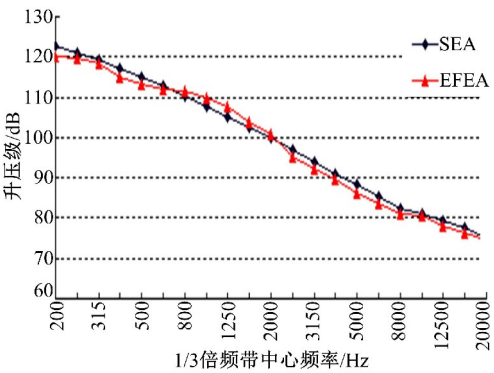


图 6 EFEA 与 SEA 模型左侧声腔响应

Fig. 6 Left cavity response of EFEA and SEA model

3 车身子系统 EFEA 模型的建立

以某国产轿车的前风挡玻璃为例建立的 EFEA 模型和 SEA 模型分别如图 7(a)(b)所示;建立的声腔-前风挡玻璃-声腔的耦合 SEA 和 EFEA 模型分别如图 8(a)(b)所示。前风挡玻璃厚 4.8 mm,面积为 1.126 m^2,密度为 2400 kg/m^3,泊松比为 0.2,弹性模量为 7.0×10^{10} Pa,内

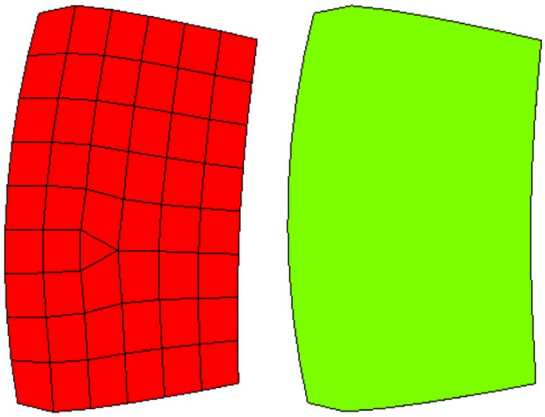
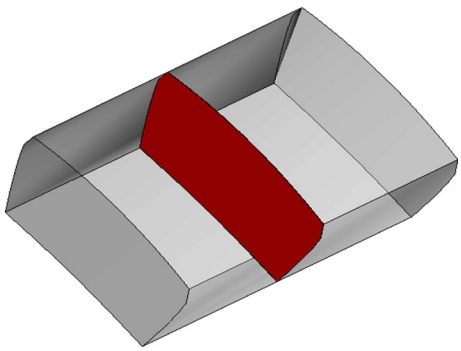
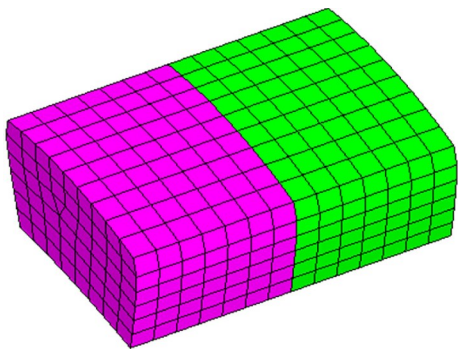


图 7 前风挡玻璃的 EFEA 和 SEA 模型

Fig. 7 EFEA and SEA model of the front windshield



(a) SEA 模型



(b) EFEA 模型

图 8 声腔-前风挡玻璃-声腔耦合的 SEA 模型的 EFEA 模型

Fig. 8 SEA and EFEA model of the cavity-front windshieldcavity coupling

侧声腔和外侧声腔分别与 FE 前风挡玻璃耦合,内侧声腔体积 1.087 m^3,外侧声腔体积 1.077 m^3。

在建立模型时,内侧声腔实际为车内声腔,为了对模型进行简化,将车内声腔建成较为规则的且由风挡玻璃拉伸出来的一段声腔,并忽略内饰

等边界条件对内侧声腔的影响。将外侧声腔看作自由声场，但外侧声腔不能无限大，虽然 EFEA 模型可以提取节点的响应，但为了保证与 SEA 模型的一致性，将外侧声腔限定在一定体积内，且与内侧声腔相似，均由风挡玻璃拉伸形成，并忽略风挡玻璃边界条件对外侧声腔的影响。

内侧声腔与前风挡玻璃间的耦合损耗因子如图 9 所示，从图 9 可以看出，前风挡玻璃到内侧声腔的耦合损耗因子随着频率的增大而先增大后减小，且在 2500 Hz 时，耦合损耗因子最大，为 0.006 28；除 2500 Hz 以外，内侧声腔到玻璃的耦合损耗因子随着频率的增大而逐渐减小。

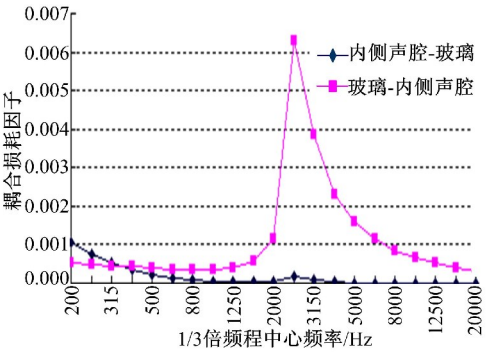


图 9　内侧声腔与前风挡玻璃间的耦合损耗因子

Fig. 9　Coupling loss factors between inner acoustic cavity and front windshield

4　声腔内部噪声预测与试验验证

在消声室内对前风挡玻璃进行传声损失测量试验，将被试轿车静置，在被试轿车的驾驶员座椅处（即在前风挡玻璃内侧）放置一个声源，并在车内（即内侧声腔）及车外（即外侧声腔）各放置 1 个传声器，操作声源使其发出白噪声，采用 LMS 噪声振动测试系统对车内及车外两侧的传声器信号进行测量，其中内侧声激励如图 10 所示。

将内侧声腔激励分别施加在 EFEA 和 SEA 模型的内侧声腔，计算外部声腔的响应及能量在子系统总的分布。4000 Hz 时，EFEA 模型中前风挡玻璃的能量密度如图 11 所示，从图 11 可以看出，能量密度沿侧向呈条形状分布，且从大到小依次更替。

EFEA 和 SEA 模型外侧声腔响应与试验对比如图 12 所示，从图 12 可以看出，在整个频率范围内，EFEA 外侧声腔预测结果与 SEA 模型和试验结果吻合均较好，充分显示了本文所建立的声腔-前风挡玻璃-声腔耦合 EFEA 模型对声腔内部噪声预测的准确性。

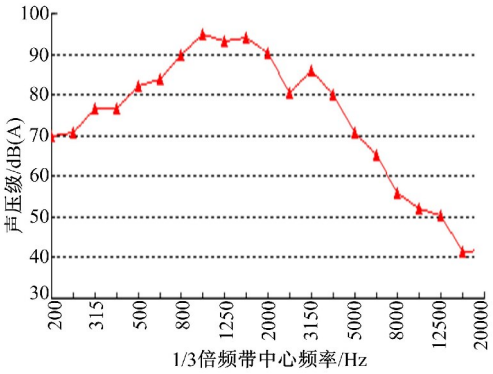


图 10　内侧声腔声辐射激励

Fig. 10　Excitation of inner acoustic cavity

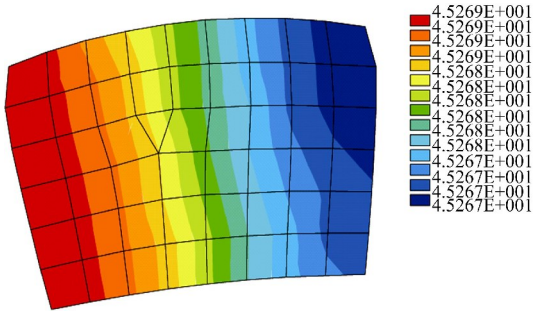


图 11　4000 Hz 时 EFEA 模型中前风挡玻璃的能量密度

Fig. 11　Energy density of the front windshield in EFEA model at 4000 Hz

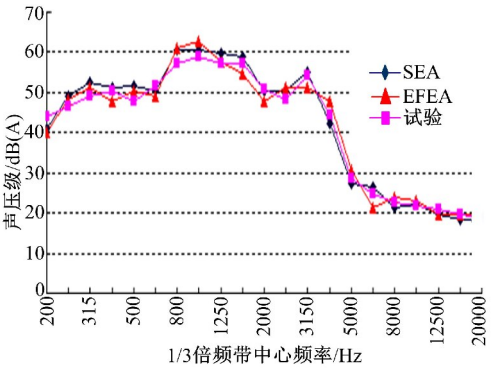


图 12　外侧声腔响应与试验结果对比

Fig. 12　Responses of outer acoustic cavities comparing with experimentation

5　结束语

基于能量有限元方法建立了声腔-平板-声腔的耦合模型，对声腔内部噪声进行了数值计算，同时建立了声腔-平板-声腔的统计能量分析模型，并将 EFEA 模型的预测结果与 SEA 模型的预测结果进行了对比，对比结果表明，二者具有较好的一致性。建立了声腔-前风挡玻璃-声腔的 EFEA

耦合模型和SEA耦合模型,分别对EFEA和SEA模型的外侧声腔响应进行了仿真分析,并与试验结果进行了对比,结果表明,EFEA预测结果与SEA预测结果以及试验结果均吻合良好。通过EFEA方法对声腔内部高频噪声进行预测可行、有效。为进一步对轿车内部噪声进行预测提供了思路。

参考文献:

[1] Bernhard R J, Huff J E Jr. Structural-acoustic design at high frequency using the energy finite element method[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1999, 121(7):295-301.

[2] Zhang Wei-guo , Vlahopoulos Nickolas, Wu Kuang-cheng. An energy finite element formulation for high-frequency vibration analysis of externally fluid-loaded cylindrical shells with periodic circumferential stiffeners subjected to axi-symmetric excitation[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 282: 679-700.

[3] Nefsde D J, Sung S H. Power flow finite element analysis of dynamic system: basic theory and application to beams[J]. ASME Transaction Journal of Vibration Acoustics Stress and Reliability in Designed, 1989, 111(1):94-100.

[4] Wohlever J C, Bernhard R J. Mechanical energy flow models of rods and beams[J]. Journal of Sound and Vibration, 1992, 153: 1-19.

[5] Wang Shuo, Bernhard Robert. Energy finite element method (EFEM) and statistical energy analysis (SEA)[C]// SAE Paper, 1999-01-1705.

[6] Zhang W, Raveendra S T. Interior noise prediction based on energy finite element method[C]// SAE Paper, 2005-01-2332.

[7] Raveendra S T, Zhang W. Vibro-acoustic analysis using a hybrid energy finite element/boundary element method[C]// SAE Paper, 2007-01-2177.

[8] Zhang W, Raveendra S T. Sound package analysis using energy finite element method[C]// SAE Paper, 2005-01-2309

[9] Patricia A Manning. Energy finite element analysis of a vehicle floor[C]// SAE Paper, 2005-01-2420.

[10] Vlahopoulos Nickolas, Zhang Geng, He Jim . Combining an energy boundary element with an energy finite element analysis for airborne noise simulation [C]// SAE Paper, 2007-01-2178.