文章编号：1006-1355(2015)05-0107-04

模态辐射效率在微车低频轰鸣问题中的应用

向 伟，丁渭平，吴昱东，王铃燕，蒋 宇

（西南交通大学 汽车工程研究所，成都 610031）

摘 要：应用有限元及边界元方法，以四边简支的某型微车尾门板外板简化模型为研究对象，讨论改变薄板厚度、刚度、在低阶模态“腹点”处增加质量三种方式对于模态辐射效率（20 Hz～100 Hz）的影响规律。通过对该车车内低频声学性能的分析与整改工作，验证应用模态耦合辐射效率指导车内低频声学问题整改的可行性。

关键词：声学；微车；低频；轰鸣声；模态辐射效率

中图分类号：U463；TB535；TH16 **文献标识号**：A DOI编码：10.3969/j.issn.1006-1335.2015.05.022

Application of Modal Radiation Efficiency to the Analysis of Low-frequency Booming Noise in Mini-cars

XIANG Wei, DING Wei-ping, WU Yu-dong, WANG Ling-yan, JIANG Yu

(Institute of Automotive Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract : The rear door of a mini-car was simplified as a 4-edge simply supported plate, and its computation model was established by means of the finite element method and boundary element method. The influence of thickness and stiffness changing of the plate and the additional mass at the abdominal point of the low-order modals on the modal radiation efficiency (20 Hz- 100 Hz) was discussed. Through the analysis and rectification for the interior low- frequency acoustic performance of the car, the feasibility of using modal coupling radiation efficiency to guide the rectification of interior low-frequency acoustic features was verified.

Key words : acoustics ; mini car ; low-frequency ; booming noise ; modal radiation efficiency

车内低频（20 Hz～100 Hz）轰鸣声一直是微型客车声学性能的研究重点，其主要产生原因是整车车身薄壁结构受激励后向车内辐射出较大的声能[1]。文献[2]在对该类车型做了大量的分析、试验工作后发现顶棚及尾门板是引起该问题的“源头”所在。

结构辐射效率反映的是结构在受到激励情况下辐射声能的能力，其与结构材料属性、结构外形等固有属性以及激励分布情况联系比较紧密[3]。该参数能有效表征结构的声学性能，因此可作为理想的结构声学性能整改指标。然而在实际工作中如汽车顶棚、尾门板等大型薄壁元件往往存在约束点较多，激励位置、分布较难获取的情况，从而导致应用该参数预测结构声学性能、指导工程整改较难实现。

模态辐射效率反映的是结构的固有声辐射属性，文献[4]分析给出矩形薄壁元件的模态辐射效率计算公式，并解释说明较大辐射贡献量并非是由处于共振频率处的模态引起。文献[5－7]分别通过有限元等方法获取薄板低阶模态的声辐射效率曲线，并相互验证了计算结果的正确性。文献[8]应用边界元方法获取列车车轮在50 Hz～6 000 Hz之间的模态辐射效率，并提出应用该类方法解决车轮声辐射工程问题的可行性。文献[9]讨论当结构阻尼较小的情况下，使用模态辐射效率代替结构辐射效率指导工程整改的可行性。

由于汽车在行驶过程中往往受到多种激励源的综合作用，容易激发多模态之间的相互耦合作用。因此，使用单一阶数的模态辐射效率指导工程整改便显现出极大的局限性，综合应用各阶模态的耦合辐射效率表征结构的固有声学属性能更好地贴合实际情况。使用声学分析软件获得某型微车尾门板的模态耦合辐射效率，结合分析结果，指导该车声学性

收稿日期：2015－02－04

作者简介：向伟（1989－），男，四川绵阳人，硕士，主要研究方向：车辆声振舒适性。

通讯作者：丁渭平，男，硕士生导师。

E-mail: dwpc@263.net

能整改工作，并通过试验验证整改的有效性。

1 薄板结构变化对模态声辐射效率的影响分析

小阻尼结构矩形薄板第 n 阶模态辐射效率理论计算公式如下[9]

$$\sigma_{\mathrm{rad}}^{n}(\omega)=\frac{k\iint\psi_n(x)\psi_n(y)\dfrac{\sin(kr)}{r}\mathrm{d}s(x)\mathrm{d}s(y)}{2\pi\int_s\psi_n^2(x)\mathrm{d}s(x)}$$

其中 k 为波数，$k=2\pi f/c$（c 为声速），r 表示板上 y 到 x 距离；s 为表面积；$\psi_n(x)$ 为 n 阶振型函数。从该式可以看出，第 n 阶模态辐射效率只与板结构有关，而与激励分布等因素无关。

为了便于探明薄壁结构的模态辐射效率，指导后期的整车Booming声学问题整改，应用声学分析软件Virtural. lab建立与该车尾门板外板外形较为接近的单层弧状简化模型，仿真得到其在四边简支情况下的结构模态信息以及模态辐射效率曲线，薄板模型如图1所示。

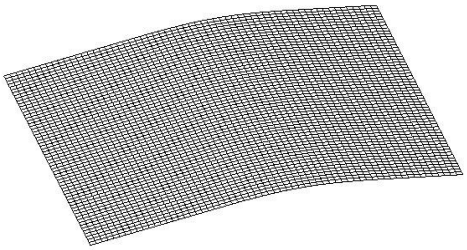


图 1 尾门板外板简化模型

该结构在0～200 Hz之间共25阶模态，限于篇幅影响，在此只罗列前10阶模态信息，如表1所示。

从图2中可以看出，薄板模型在低频（20 Hz～100 Hz）段，奇奇阶模态（第1阶模态）辐射效率最大，其次是奇偶阶（1.2阶为第2阶模态，2.1阶为第3阶模态）模态辐射效率，偶偶阶模态（第4阶模态）辐射效率最小，该项内容与论文[2][4][5]中的研究结果基本一致。

使用0～200 Hz之间的结构模态信息计算获取低频段（20 Hz～100 Hz）的模态耦合辐射效率（如图3、4、5中原板所示曲线）。辐射效率峰值频率点并不与薄板模态频率一一对应，该结果也印证通过结构整改使模态“移频”的手段在声学性能整改中的“盲目性”。

为了探明板件结构变化对模型辐射效率的影响规律，通过改变模型厚度、改变模型刚度、低阶模态“腹点”添加质量板的办法，分析结构变化对模态耦合辐射效率的影响规律。

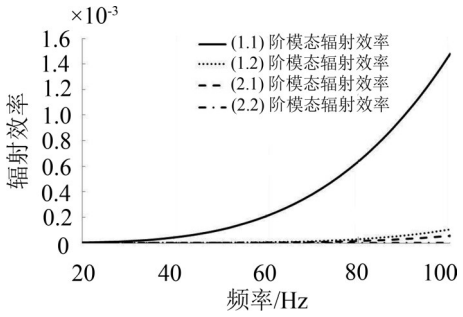


图 2 模态辐射效率

表 1 0～200 Hz模态分布情况

模态阶数	1	2	3	4	5	6	7	8	9
频率/Hz	11.18	21.49	34.41	38.67	44.65	61.33	62.74	62.74	83.27

1.1 改变模型厚度

在原模型的基础上，分别计算了板厚为1 mm、3 mm、4 mm（原板厚为2 mm）的模态信息以及模态耦合辐射效率曲线，计算结果见表2和图3。

从表2中可以看出，增加板的厚度能有效减少0～200 Hz之间的模态数量且能提高最低阶模态频率。

表 2 不同厚度情况下的模态分布情况

板厚	1 mm	2 mm	3 mm	4 mm
0～200 Hz模态数量	53	25	16	11
1阶模态频率/Hz	5.59	11.18	16.77	22.35

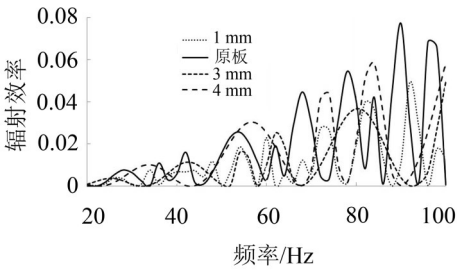


图 3 20 Hz～100 Hz不同厚度的模态耦合辐射效率

从图3中可以看出，随着板件厚度的增加，20 Hz～100 Hz之间的模态耦合辐射效率峰值个数逐渐减少。

1.2 改变模型刚度

为了获取整体刚度较大的薄板模型，在薄板上

横向增加了5处冲压痕，并分别计算其结构模态信息以及模态耦合辐射效率曲线，见表3和图4。

表3 不同冲压痕情况下的模态分布情况

板状态	+0 mm	+1.5 mm	+3.5 mm
0～200 Hz模态数量	25	23	18
1阶模态频率/Hz	11.18	18.26	28.89

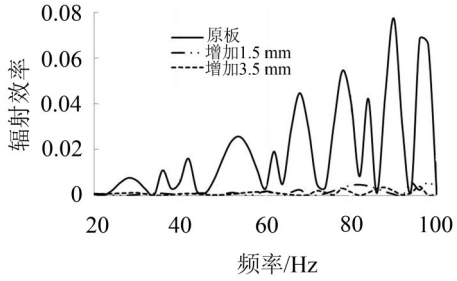


图4 20 Hz~100 Hz不同冲压痕模态耦合辐射效率

从表3中可以看出，随冲压痕高度的增加，0～200 Hz之间的模态数量逐步减少，最低阶模态频率逐渐提高。从图4中可以看出，增加冲压痕高度对整个低频段内的辐射效率都有很好的抑制作用。

1.3 低阶模态“腹点”添加质量板

为验证质量板对模态辐射效率的影响，在原状态1阶模态振型腹点位置粘贴250 mm×300 mm大小、厚度为原板2.5倍的同材料板件，得到表4数据结果。

表4 不同质量板数量情况下的模态分布情况

质量板数量	0块	1块	2块	3块
0～200 Hz模态数量	25	22	20	20
1阶模态频率/Hz	11.18	10.86	10.39	10.06

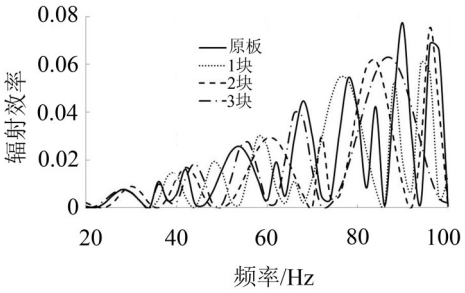


图5 20 Hz～100 Hz不同质量板数量模态耦合辐射效率

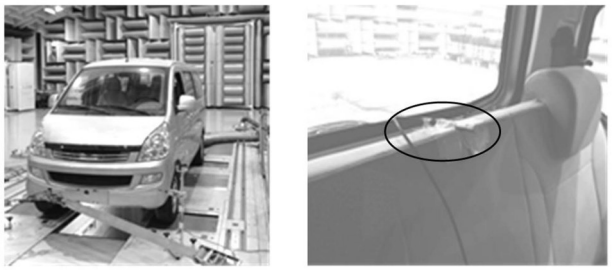
从表4可看出，质量板的数量对1阶模态频率大小及模态数量影响较小；从图5可以看出模态辐射效率峰值数量呈现出随模态数量降低而减少的趋势。

综上所述，板件结构的变化对其模态耦合辐射效率有一定的影响。耦合模态辐射效率的峰值数量随模态数量地减少而减少；改变厚度、增加刚度以及在模态腹点位置增加质量，都可以达到使模态辐射效率移频的效果，合理的运用三种方法能使板件辐射效率较大频点避开敏感频率，从而达到降低辐射效率的效果；增加板厚和增加质量在移频的同时，会使高频处的峰值降低，低频处的一些峰值升高；增加刚度能使整体低频段内的幅值明显降低。因此，在汽车低频声学性能整改中，可以尝试选取使用车身薄壁板件的模态辐射效率作为整改、优化指标，并以此作为工程整改的依据。然而在实际工程运用过程中，相关部件往往受结构性能以及美观度等因素的影响。因此，在实际工程整改中，须权衡各方面的相互影响，找寻最优解决方案。

2 某微车尾门板声学性能优化分析

2.1 声学性能测试

利用整车半消声室转鼓试验台完成某微车（配备四缸四冲程汽油机）整车声学试验，测试及传感器布点情况如图6。试验结果表明，当汽车变速器位于3、4、5档，加速行驶至1 200 r/min、1 500 r/min附近时，车内第三排中间乘客位置有较大的轰鸣声。获得各档位改进前测试数据。



(a) 整车半消声室转鼓试验　　(b) 第三排中间乘客测点

图6 测试照片及测点位置

2.2 尾门板模态耦合辐射效率仿真优化分析

由于受整车美观性及整改容易度的限制，选取尾门板作为优化对象。应用网格前处理软件Hypermesh对尾门板进行了网格划分，结合整车安装实际情况，限制尾门板与顶棚、尾门板与地板连接处的六向自由度，如图7所示。

应用常规的结构整改方法即增加板厚、增加刚度、增加质量块对结构模态辐射效率的分布有一定影响。然而，在实际操作中，为不影响尾门板整体外形及强度性能，并考虑实际方案实施难易度的情况下，放弃对尾门板进行冲压处理。经过分析，选取在内外板之间加装“支脚”以及在车尾牌照位置添加1.5 kg的附加质量的方法，对尾门板声学问题进行仿真改进，原始结果以及改进结果如图8所示。



图 7 尾门板网格模型

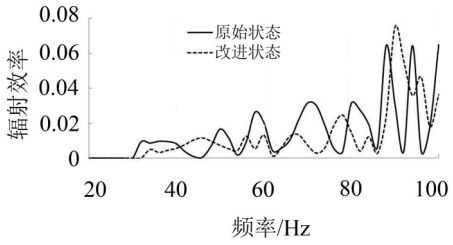


图 8 尾门板模态耦合辐射效率仿真计算结果

从图8可以看出，改进状态的模态耦合辐射效率在重点关注的40 Hz、50 Hz频点处都取得了较好的抑制，且整个低频段内的辐射效率较原始状态都有所降低。为验证仿真结果的有效性，依照仿真改进方案对实车进行整改，具体工作见图9，改进前后测试对比数据见图10。



(a) 外板增加质量 (b) 内外板之间增加支撑脚

图 9 尾门板整改方案

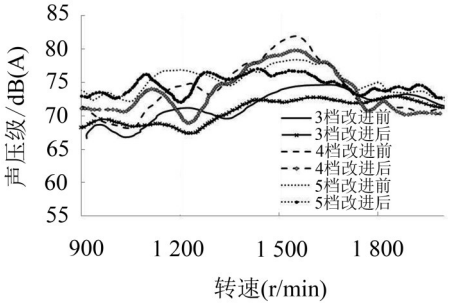


图 10 3、4、5档改进前后测试曲线对比

2.3 整改验证

从图10可以看出，通过优化方案的实施，车内第三排声压曲线在重点关注的1 200 r/min以及1 500 r/min附近都有所降低，该结果也验证了通过模态声辐射效率改进车内低频轰鸣声问题的有效性。同时，测试数据显示在非行驶常用转速1 100 r/min以下，各档位声压值都有所升高，甚至出现新的峰值，该结果也暴露了前文所提及的增加板厚和增加质量在移频的同时，使低频处的一些峰值升高的情况。因此，在使用改变质量、增加刚度、改变板厚的方法进行声学问题工程整改时，除对敏感频点重点关注外，也须权衡全频段内的声学性能，结合仿真与试验防止其他对NVH性能影响较大的峰值出现。

3 结 语

通过有限元及边界元方法，研究平板结构对其模态声辐射效率的影响规律：

（1）增加冲压痕，能有效的提高板件的刚度，对减小整个20 Hz~100 Hz频段内模态耦合辐射效率具有较为明显的效果；

（2）在低阶模态“腹点”处增加质量或调整板厚的方法，能改变20 Hz~100 Hz频段内模态辐射效率的峰值点分布。

在整车单一板件结构声辐射效率贡献量占优的情况下，通过合理规划模态耦合辐射效率分布，可有针对性地改善车内某频段内的声学特性，从而提升声学舒适性。由于模态辐射效率自身的特点，能有效的摆脱激励难以获取的弊端，在工程应用中较易实现。具体可通过对板件的结构做适当的调整来实现，但仍受到实际约束条件的限制。

参考文献：

[1] 丁渭平. 车内低频噪声与悬架特性参数的定量关系[J]. **噪声与振动控制**，2006，26(1)：70-73.

[2] 于洋. 微型客车车身低频声振特性分析与控制[D]. 长春：吉林大学，2012.

[3] 尹岗，陈花玲，陈天宁. 薄板低频声辐射效率的研究[J]. **西安交通大学学报**，1999，33(3)：108.

[4] 何琳，朱海潮，邱小军，等. 声学理论与工程应用[M]. 北京：科学出版社，2006，05. 234-236.

[5] 陆红艳. 板结构的振动声辐射及其隔声性能研究[D]. 武汉：武汉理工大学，2003.

[6] 彭晓东，李俊宝. 结构声辐射模态分析[J]. **山西矿业学院学报**，1996，14(3)：226-232.

[7] 任惠娟. 矩形薄板的模态声辐射效率[J]. **机械科学与技术**，2010，29(10)：1396-1340.

[8] 黄青青，吴天行. 列车车轮振动模态声辐射效率研究[J]. **噪声与振动控制**，2009，29(4)：70-74.

[9] 姜哲. 由试验模态分析确定振动物体的辐射效率[J]. **振动与冲击**，1992，44：45-49.