

铁路客车室内噪声预测与控制技术研究

谢素明*, 张 磊, 付亚兰, 兆文忠

(大连交通大学 交通运输工程学院, 大连 116028)

摘 要:为探索铁路客车室内低频噪声预测分析与控制的可行办法,提高车室内噪声品质,本文基于有限元和边界元结合的方法给出了铁路客车结构-声场耦合系统振动分析模型的建模方法;通过对比分析结构振动模态、车室内空腔声学模态以及结构-声场耦合系统模态的相关性,澄清车室内噪声形成机理;对客车结构-声场耦合系统在 0 Hz ~ 200 Hz 频率范围内进行谐响应分析之后,确定了室内噪声观测平面及测试点在不同频率下的声压级,通过对客车车身面板声学贡献度的分析,确定主要噪声源和对内部声场影响较大的面板,为降低噪声而试图对客车结构进行修改提供了理论依据。

关键词:铁路客车;结构-声耦合;FEM/BEM;声学贡献度

中图分类号:TP273 **文献标识码:**A

1 引 言

当前轨道客车车内噪声控制普遍采用的方法是在客车生产后,对车内噪声进行实验测量,然后再进行噪声降低改进措施,由于缺乏相应的设计理论和准则的支持,使这种降噪改进往往需要经过多轮“声学设计-试验测试-修改设计”才能达到预期目的。近年来,国内外学者利用有限元法(FEM)、边界元法(BEM)和统计能量分析法(SEA)这些数值方法在汽车和船舶工业的振动和噪声问题方面作了大量的研究工作,获得了显著的成就^[1-5]。由于车室内噪声包括:由经车体孔缝处直接从外部穿透到车内的空气声、外界噪声源作用于车身壁板,从而使壁板受迫振动辐射产生的固体辐射声以及前两部分声波在车内经多次反射而形成的混响声组成,所以车室内声学问题非常复杂^[6,7]。目前在轨道车辆行业,对车内噪声预测的研究处于起步阶段^[8,9]。

本文通过研究求解结构振动-声学数值方法的算法原理和相关应用软件,提出了客车室内低频噪声预测与控制的技术路线;在充分考虑车身结构与车内空气相互作用的基础上,利用有限元方法分析车室声固耦合系统的模态和振动响应。通过与结

构系统、空腔声学系统的模态进行比较,讨论声固耦合作用对系统模态的影响,在此基础上采用边界元分析方法研究客车结构-声场耦合系统的室内声学问题并进行车体面板贡献度分析,找出引起结构辐射噪音的主要噪声源,通过进行结构修改,达到较为理想的降噪效果,对结构的声学设计提出指导性意见。

2 车室内噪声预测与控制的理论基础和技术路线

客车车室构成封闭空腔,形成一个声学系统。车身结构可以视为弹性体,车室空腔的声压变化会激励车身壁板产生振动,而车身壁板的振动又会通过对临近空气的压迫改变车室的声压,形成结构与空气流体相互作用的声固耦合系统。所以,客车结构-声场耦合系统的声学问题的研究不仅涉及到结构振动,而且涉及到声场及声场与结构振动之间的耦合。

2.1 车室耦合系统振动的有限元法

依有限元法将客车室封闭空间(流体)离散后,其波动方程矩阵形式为

$$[M_e^p]\{\ddot{p}_e\} + [K_e^p]\{p_e\} + \rho_0 [R_e]^T \{\ddot{u}_e\} = 0 \quad (1)$$

式中 $[M_e^p]$ 为单元流体质量矩阵, $[K_e^p]$ 为单元流体刚度矩阵, $\rho_0 [R_e]^T$ 为单元耦合质量矩阵(流体-固界面), $\{p_e\}$ 为单元结点压力向量, $\{u_e\}$ 为单元结点位移向量。

考虑声压对车体结构的作用时,结构振动的控

收稿日期:2008-08-08;修改稿收到日期:2008-10-23.

基金项目:国家 863(2006AA04Z160);辽宁省教育厅(2008S037)资助项目.

作者简介:谢素明*(1965-),女,博士,教授

(E-mail: smx @djtu. edu. cn).

制方程为

$$[M_e]\{\ddot{u}_e\} + [C_e]\{\dot{u}_e\} + [K_e]\{u_e\} - [R_e]\{p_e\} = \{F_e\} \quad (2)$$

式中 $[M_e]$ 为结构质量矩阵, $[C_e]$ 为结构阻尼矩阵, $[K_e]$ 为结构刚度矩阵, $\{F_e\}$ 为结构激励力向量。

将方程(1)与方程(2)组合,得到完整的客车室流-固耦合振动问题的有限单元方程:

$$\begin{bmatrix} [M_e] & [0] \\ [M^{fs}] & [M_e^p] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{u}_e\} \\ \{\ddot{p}_e\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C] & [0] \\ [0] & [C_e^p] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{u}_e\} \\ \{\dot{p}_e\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_e] & [K^{fs}] \\ [0] & [K_e^p] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u_e\} \\ \{p_e\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_e\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

式中 $[M^{fs}] = \rho_0 [R_e]^T$, $[K^{fs}] = -[R_e]$ 。

2.2 室内声场预测的边界元法

边界单元法是把所研究的问题的微分方程变成边界积分方程,然后将区域的边界划分为有限个单元,得到只含有边界上的节点未知量的方程组,然后进行数值求解。采用 Green 定理法建立的客车振动的声辐射问题的 Helmholtz 方程边界积分关系式为

$$C(a)p(a) = \frac{1}{4\pi} \iint_{\partial\Omega} \frac{\partial p}{\partial n} \frac{\exp(ik\xi, a)}{r(\xi, a)} dS - \frac{1}{4\pi} \iint_{\partial\Omega} p(\xi) \frac{\partial}{\partial n} \left[\frac{\exp(-ik(\xi, a))}{r(\xi, a)} \right] dS \quad (4)$$

式中 k 为波数, $k = \omega/c$, 积分系数 $C(a)$ 是由 a 所处的位置决定: a 在边界上, $C(a) = 0.5$, a 在场内, $C(a) = 1$, a 在场外, $C(a) = 0$ 。经简化处理,车室边界条件大致可分为 具有全反射性质的边界,如车身骨架、周边固定的玻璃、金属壁板等刚度较大的刚性壁面; 弹性边界,如金属薄板、有机玻璃等弹性结构; 吸声和局部反射边界,主要指内饰等吸声面; 弹性表面上附有吸声材料; 开口边界,进排气孔及开窗等都属于此类边界。

将 Helmholtz 积分方程(4)对车体结构表面上进行积分,即可得直接法边界元求解方程:

$$[A]\{p\} = [B]\{v_n\} \quad (5)$$

式中 $[A]$ 和 $[B]$ 为影响系数矩阵, $\{p\}$ 为结构表面结点声压向量, $\{v_n\}$ 为结构表面结点法向速度向量, $[A]$ 和 $[B]$ 是激励频率 ω 的函数,并与结构表面形状、尺寸及插值型函数有关。在振动表面法向振速通过有限元法式(3)获得后,利用式(5)可以计算出振动体表面上的各待求量(如声压等)。已

知 $\{p\}$ 和 $\{v_n\}$ 时,声场内部场点声压可由下式求出:

$$p = \{a\}^T \{p\} + \{b\}^T \{v_n\} \quad (6)$$

式中 $\{a\}$ 和 $\{b\}$ 为插值系数向量,与封闭结构几何形状及与域点的位置有关,由式(4)确定。

2.3 车体面板声贡献度分析原理

对于只考虑固体传播途径对车内噪声的影响时,不论传播的途径如何,最终影响室内部噪声和振动特性的主要因素是车体所有板件的振动和声学特性。振动板件激励车室内部空气,产生了内部噪声。所有板件生成的声压叠加产生了内部声压。分析单元和面板对声场中某一点的声压贡献度是以声传递向量 ATV(Acoustics Transfer Vector)方法为基础的,ATV 的物理意义可以理解为单元或节点在特定频率下的单位速度在场点上引起的声压值。车体面板振动时,车室内某场点的声压可以表示为车体面板离散单元发生振动引起声压的矢量叠加。将组成面板各单元的声压叠加,得到该面板振动引起的声压:

$$p_c = \sum_{e=1}^E [ATV_e]^T \{v_e\} \quad (7)$$

式中 p_e 表示组成面板的单元数,单元对某场点的声学贡献系数 D_e 是该单元振动生成的声压 p_e 在该点总声压 p 矢量上的投影表达式为

$$D_e = \operatorname{Re} \frac{p_e p^*}{|p|^2} \quad (8)$$

式中 p^* 为 p 的共扼复数, Re 表示取实部形式。将组成面板的各单元的数值叠加,得到该面板振动引起的面板声学贡献系数 D_c 。 D_c 为正,表明该板件产生的声压与总声压是同相的,意味着总声压随该面板振动幅值的增大而升高,减少其振动即可降低总声压。 D_c 为负,意味着总声压随该面板振动幅值的增大而降低,对该处进行结构修改时并不是要减少该面板的振动,而是尽量利用其振动来衰减总声压;声学贡献度非常小的区域称之为中性贡献区域,单靠结构修改减少其振动,将起不到良好的降噪效果。所以,在结构修改之前必须进行车身板件区域的声学贡献分析,以确定车内噪声影响最大的结构板件和区域,进而采取措施,这是进行客车低噪声设计的重要环节和有效手段。

2.4 室内低频噪声预测技术路线

由于客车结构-声场耦合系统的声学问题涉及了结构振动、声场及声场与结构振动之间的耦合,显然对这样复杂声学问题的研究,单独使用结

构振动和声学分析软件是无法独立完成的,为此本文提出采用有限元和边界元接力分析的方法,将结构振动分析软件 ANSYS 和边界元声学分析软件 SYSNOISE 这两套软件交替使用:首先,使用 ANSYS 软件计算声-固耦合系统振动频响特性,得到车体结构有限元模型上各节点处的响应(包括位移、速度和加速度)。然后,将所得到的动力响应提取出来,作为 SYSNOISE 软件中客车声学边界元分析模型的输入边界激励条件加入,再利用 SYSNOISE 软件进行声学计算分析。这种有限元/边界元结合的分析方法,既发挥了有限元方法处理结构振动问题的优点,又发挥了边界元方法计算声辐射问题具有计算精度高,数据准备简单等特点,可大大减少单元数量,进而减少了数据量和计算时间。

3 客车室声-固耦合系统模型建立

某型铁路客车车体主要由底架、地板、侧墙、端墙及车顶等部分组成,通过橡胶密封条将车体与车窗的连接形成一个上部带圆弧、下部为矩形的薄壁筒型结构车体。建立客车室声-固耦合有限元模型时,采用三维弹性梁单元模拟车体结构的梁和柱,三维弹性壳单元模拟车体结构的板件与挡风玻璃,而车室内部声场用三维流体单元模拟,其中紧贴结构的流体采用“接触型”单元。整个客车车室声-固耦合有限元模型如图 1 所示。

建模时需要注意的是:梁单元的结点与板单元的结点要完全吻合,否则将产生计算错误;控制声学单元的尺寸,其理想尺寸大约是每个波长六个单元,可根据空气中的声速和噪声的分析频率可以计算出声波的波长以及声学单元的理想尺寸。

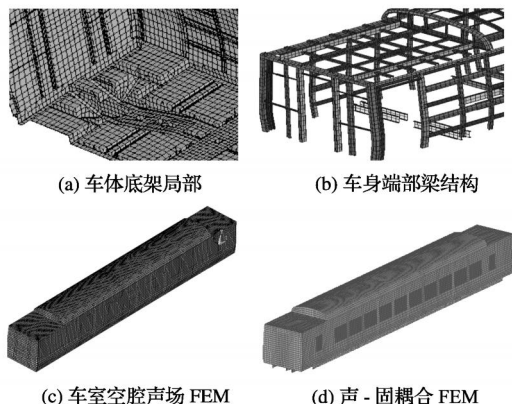


图 1 铁路客车声-固耦合有限元模型

Fig. 1 Acoustic-structure coupling FEM of a rail car

4 声-固耦合系统模态及响应分析

该客车车身结构自由模态的前 6 阶为刚体模态,其固有频率为零。车身结构主要以薄板为主,所以存在大量局部模态,导致模态密集,且主要以薄板的变形为主,从振型特征来看,该客车车身的振动形式以地板、车顶、车窗的横向局部振动为主。结构第 7 阶模态的频率为 9.8 Hz。

文中计算的车室内声学模态为刚性壁车身的声学模态。在刚性边界条件下,由于车室空腔长度、宽度与高度方向的对称性,使得空腔声场的各阶模态振型左右、前后与上下对称,第 1 阶声模态的频率为 6.9 Hz。

声-固耦合结构的第 1 阶模态的频率为 6.2 Hz。从车体振型来看,其振动形式主要是侧墙和车顶的端部局部振动,与没考虑流体作用的车身结构模态相比,其频率变小,与车室内空腔流体的第 1 阶频率接近。此外,与刚性壁车身的声学模态相比,流-固耦合的流体声模态振型的节面位置发生了变化,节面数目变少。

在车体底架与转向架接触的四个支点处沿纵向、垂向和横向施加单位简谐激励力,对客车结构-声场耦合模型在频率 0 Hz ~ 200 Hz 内进行谐响应分析,获取客车车身面板的结构振动数据,得到室内声场边界元分析的边界条件。在激励力载荷作用下,车身结构的振动形式主要表现为车顶、底架、侧墙和端墙的局部变形,其中车底两端局部和车侧侧墙局部振动响应变形较大。

5 车室内部声场预测

由车体结构振动分析的有限元模型转化得到车室内部声场预测的边界元模型时,须将有限元模型中的梁单元全部删除,但结点不进行任何处理,以保持车身结构有限元与边界元模型结点的一致性,从而保证声学边界数据输入的正确性。据 ISO3381《各种有轨车辆噪声测量》和 ISO3095《铁道车辆噪声测量》标准,在地板上方 1.2 m 处,在车体长度方向中心线上的车室内中部和两端部选取五个位置点,点间隔为 4 m,作为车内声场观测点;从车体中部横剖面开始,每隔 2 m 取一个横剖面,作为声场横向观测面;声场纵向观测面位于地板上方 1.2 m 处。

五个观测点在 2 Hz ~ 200 Hz 范围内的声压响应对比曲线如图 2 所示,从图中可以看出,在 2 Hz ~ 50 Hz 内,有两个明显的峰值,频率分别是 32 Hz 和 40 Hz,在 52 Hz ~ 100 Hz 内在频率为 92 Hz 处有一个明显的峰值;在 102 Hz ~ 200 Hz 范围内有较多的峰值,较大峰值对应的频率分别为 110 Hz,178 Hz,128 Hz 和 196Hz,这说明在这些频率附近车身结构振动与车内声场振动耦合得比较厉害,增大了车内噪声。图3给出了32 Hz,92 Hz,

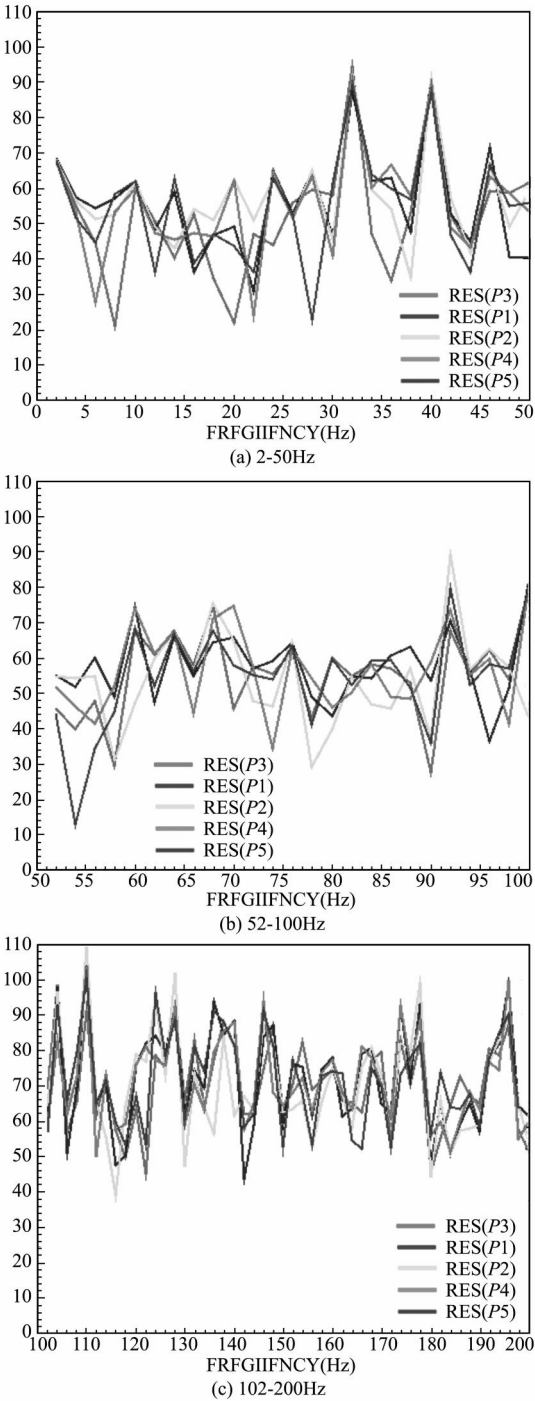


图 2 观测点的声压响应曲线
Fig. 2 Sound pressure response curve at observation point

110 Hz 和 196 Hz 频率时声场观测平面的声压分布。

场点纵向观测平面在 92 Hz,110 Hz 和 196 Hz 频率时的声压分布基本左右对称,最大声压均不超过 114 dB。110 Hz 频率处客车两端部及中部声压明显比其他区域的声压幅值大;场点垂向观测平面在 92 Hz,110 Hz 和 196 Hz 频率时的最大声压均不超过 116 dB。在 92 Hz 时的声压分布基本左右对称,中部声压与其他区域的声压相比偏低,车体侧墙的附近声场明显比中心线附近的区域大。而在 110 Hz 时中部声压要其他区域的声压幅值大,车体中心线附近的区域声压稍大于侧墙附近的声压。

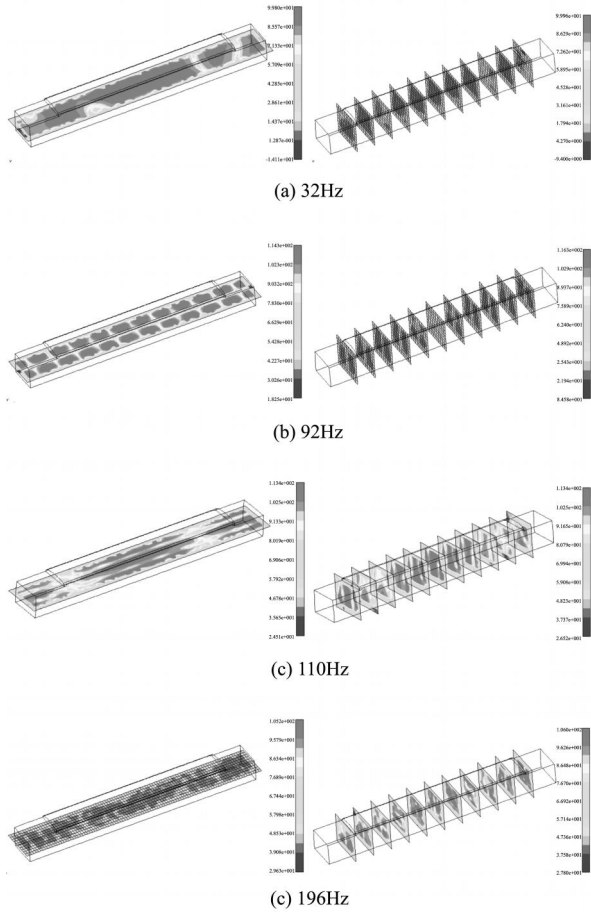


图 3 不同频率下声场观测平面的声压分布
Fig. 3 SPL distribution at field points under different frequencies

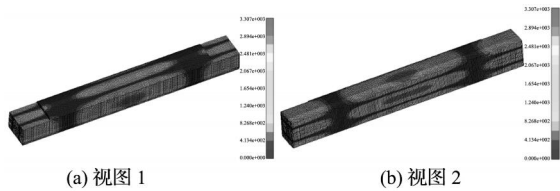


图 4 频率 110 Hz 的车身 ATV 图
Fig. 4 ATV of car body at 110 Hz

6 车体面板贡献度分析

进行车体面板的声贡献度分析之前要得到场点声压与结构振动表面之间的一种对应关系,即声传递向量 ATV 。图 4 所示为参考场点 O (设定在离地板 1.2 m 高度的车室内中心处) 在 110 Hz 时的 ATV 图,可以看出车身 ATV 基本关于纵向中心面左右对称;车体侧墙中部、底架中部区域对参考场点 O 的声学灵敏度大;侧墙、底架和车顶的端部附近区域对参考场点 O 的声学灵敏度特别小。

利用给定频率和给定参考点下的 ATV 计算结果以及车身结构表面的法向速度,可计算车身面板对参考点声压的声学贡献量。将该客车车体的边界模型分为车顶、左右侧墙、前后端墙、车地板、各个位置车门及各个位置车窗等 45 组面板。车体各组面板在 32 Hz 、 92 Hz 、 110 Hz 和 196 Hz 时对场点 O 声压的声学贡献度如图 5 所示。从图 5 可以看出,对场点 O 声压有较大的正的声学贡献区域为

92 Hz 时面板 8(车顶第 3 块板) 和面板 10(车顶第 5 块板); 110 Hz 时面板 9(车顶第 4 块板) 和面板 34(侧墙板第 13 块板) 以及面板 41(侧墙板第 6 块板); 196 Hz 时面板 8。对场点 O 声压有较大的负声学贡献区域: 92 Hz 时面板 18(车地板第 6 块板); 110 Hz 时面板 40(侧墙板第 7 块板)。有些面板在不同的频率下声学贡献度是相反的,如:面板 10 在 32 Hz 和 110 Hz 时为负声学贡献区域,而在 92 Hz 和 196 Hz 时为正声学贡献区域;面板 18 在 32 Hz 为正声学贡献区域,而在 92 Hz 、 110 Hz 和 196 Hz 时为负声学贡献区域。所以,结构修改之前进行不同车身板件的声学贡献分析、选择与优先控制对内部声场影响较大的壁板的振动是取得良好降噪效果的关键。图 6 所示为对面板 8 和面板 10 增加纵向加强筋以提高其刚度之后。频率为 92 Hz 时车室内声场观测平面的声压分布云图。与图 3(b) 相比,同一频率下,结构改进之后的车室内声压降低近 10 dB ,降噪效果显著。

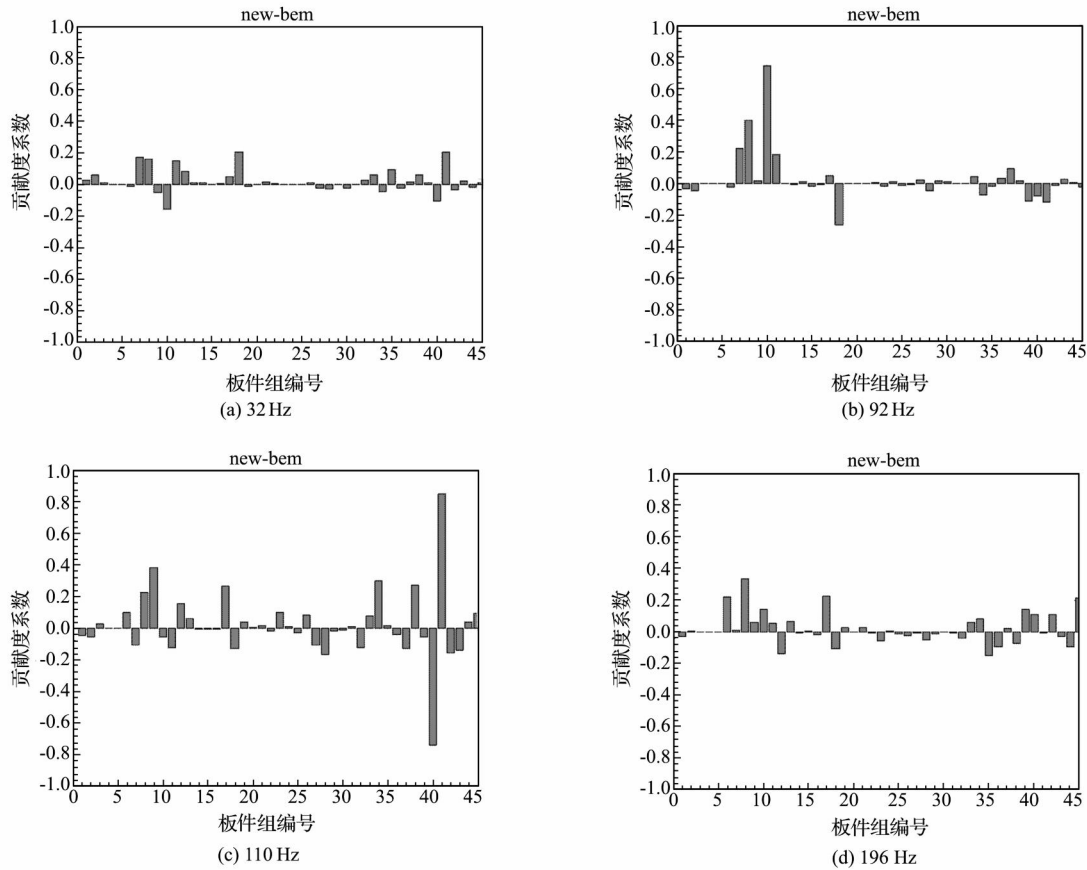


图 5 车体面板对场点 O 的声学贡献直方图
Fig. 5 Panel acoustic contribution bar chart for O point

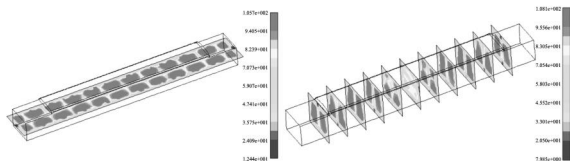


图6 频率为92 Hz时声场观测平面的声压分布

Fig.6 SPL distribution of field plane at 92 Hz

7 结 语

本文基于有限元与边界元结合的方法,以某型客车为研究对象,提出了一套比较完善的客车室声-固耦合系统中低频结构噪声的预测分析和控制方法,使用该方法可以澄清轨道客车内噪声形成机理、预测车室内声场预测点的声压级、获得车身面板的声学贡献度的大小、确定主要噪声源,有针对性地选择和控制面板的振动,从而达到降低车内中低频噪声的目标。本文的研究内容将对车体结构中低频声学设计具有重要的指导意义。

参考文献(References):

- [1] NEFSKE D J. SUNG S H. Vehicle interior acoustic design using finite element methods[J]. *Journal of Vehicle Design*, 1995, (6): 24-40.
- [2] KOMPELLA M S. Variation of structural-acoustic characteristics of automotive & vehicle [J]. *Noise Control Engineering Journal*, 1996, (44): 93-99.
- [3] 杨德庆,郑靖明,王德禹,等. 基于SYSNOISE软件的船舶振动声学数值计算[J]. *中国造船*, 2002, (12): 32-37. (YANG De-qing, ZHENG Jing-ming, WANG De-yu, et al. Numerical analysis of vibro-acoustic characters of ship with SYSNOISE software [J]. *Shipbuilding of China*, 2002, (12): 32-37. (in Chinese))
- [4] 叶武平. 运用统计能量分析方法进行轿车内室噪声仿真[J]. *同济大学学报*, 2001, (9): 1066-1071. (YE Wu-ping. Car interior noise simulation using statistical energy analysis method [J]. *Journal of Tongji University*, 2001, (9): 1066-1071. (in Chinese))
- [5] 刘 鹏,刘 更,吴立言,等. 有限元/边界元方法在卡车驾驶室声学分析中的应用[J]. *噪声与振动控制*, 2005, (6): 25-28. (LIU Peng, LIU Geng, WU Li-yan, et al. The application of FEM/BEM method in the analysis of truck cab acoustics [J]. *Noise and Vibration Control*, 2005, (6): 25-28. (in Chinese))
- [6] 马飞天,林 逸,闵海涛,等. 轻型客车 NVH 特性的刚弹耦合、声固耦合仿真研究[J]. *汽车工程*, 2005: 72-76. (MA Fei-tian, LIN Yi, MIN Hai-tao, et al. A simulation study on NVH performance of a light-bus with the combination of Rigid-elastic Coupling and Fluid-structure Interaction [J]. *Automotive Engineering*, 2005: 72-76. (in Chinese))
- [7] 刘 鹏,刘 更,惠 巍. 驾驶室结构振动及其声固耦合噪声响应分析[J]. *机械科学与技术*, 2006, (7): 856-859. (LIU Peng, LIU Geng, HUI Wei. Analysis of cab structure vibration and its acoustic coupling noise response [J]. *Mechanical Science and Technology*, 2006, (7): 856-859. (in Chinese))
- [8] 宋雷鸣,孙守光,张新华. 用有限元法分析铁路客车车内空间的声学特性[J]. *噪声与振动控制*, 2005, (4): 21-22. (SONG Lei-ming, SUN Shou-guang, ZHANG Xin-hua. Analysis of acoustic property of space inside rail car based FEM [J]. *Noise and Vibration Control*, 2005, (4): 21-22. (in Chinese))
- [9] 戚方好. 城市轨道客车车内噪声预测控制与优化技术研究[D]. 上海交通大学, 2007. (QI Fang-hao. Research for Prediction and Control & Optimization of Interior Noise in Urban Railway Vehicle [D]. Shanghai Jiaotong University, 2007. (in Chinese))

Research on prediction and control of interior noise in rail way passenger-car

XIE Su-ming*, ZHANG Lei, FU Ya-lan, ZHAO Wen-zhong

(School of Transportation Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian Liaoning 116028)

Abstract: In order to improve interior acoustic quality of railway passenger-car, research on prediction and control of low-frequency noise inside the passenger-car is performed based on FEM and BEM. A passenger-car model is set up, giving consideration to structure-acoustic coupling characteristic of the car. The mode analysis and harmonic analysis under 0 Hz ~ 200 Hz for the car structure model, air cavity model and acoustic-structure coupling model are carried on, respectively. Then, the acoustic field distribution at low frequency inside the car is analyzed, and acoustic contribution coefficient of car-body panel at focused frequencies are studied to identify the main structure-borne noise sources. Hereby the approach in this paper can be used to provide theoretical data for structure acoustic design at low-frequency.

Key words: passenger train; acoustic-structure coupling; FEM/BEM; acoustic contribution