

# 高速列车室内结构噪声分析

刘秋生, 钱平, 李章国, 陈雪

(中国科学院力学研究所, 北京 100190)

**摘要:** 针对国内高速列车的简化结构模型, 采用 Virtual Lab Acoustics 专业声学求解器, 建立了车厢结构声场耦合分析模型, 对车厢结构模态、室内空腔模态及室内声振耦合系统进行了模型化分析. 理论分析结果表明: 在 21.24 Hz 和 35.53 Hz 处, 车身结构模态的振动频率和空腔模态的振动频率接近, 产生共振; 在同一水平面上场点声压呈现强弱交替分布, 随着频率的增加, 车厢内部同一平面上沿横向和纵向的干涉条纹增加; 不同测点声压级差异明显, 噪声空间分布不均; 在 20~38 Hz 频段, 声压级处于 80 dB 以上.

**关键词:** 高速列车; 有限元方法; 结构噪声; 声学响应

**中图分类号:** U238; X593      **文献标志码:** A

## Analysis of high speed trains' interior structure noise

LIU Qiusheng, QIAN Ping, LI Zhangguo, CHEN Xue

(Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

**Abstract:** In order to study the harshness of high speed trains' carriages with structure noise, improve interior acoustic quality of the carriages, based on the finite element method, the vibro-acoustic coupling model is established to research noise of CRH high speed trains' carriages by using Virtual Lab Acoustics in this paper. By the analysis of the structure modes, the cavity modes and response of the vibro-acoustic system, we find that the frequency of the structure modes and the cavity modes are very close at 21.24 Hz and 35.53 Hz, which is easy to produce resonance. The pressure of field point presents strong-weak alternant distribution and the boundary is obvious, the interference fringe increases along with the increasing frequency. The pressure of the field is larger from 20 to 38 Hz frequency band, sound pressure level is above 80 dB.

**Key words:** high speed train; finite element method; structure noise; acoustic response

高速列车的运行速度不断提高, 运行时产生的噪声传递到列车车厢内, 不但使乘车舒适度大为降低, 还会造成噪声污染. 因此, 对各类噪声源进行声源的识别与分离, 获得车厢关键部位的噪声源和激励载荷的频谱特征, 建立声-振耦合模型, 总结高速列车车内噪声形成机理, 对高速列车的发展有着重要意义.

经典声学理论已经比较完善, 对于实际复杂工

程问题的研究, 由于试验和测试条件等的限制, 数值计算在声振耦合工程问题分析中成为重要的研究方法. 现阶段国内外学者应用有限元法、边界元法、统计能量法以及混合方法, 在汽车、船舶、航空航天方面作了大量振动和噪声问题的研究工作, 获得了显著的成果. 1966 年, G. M. L. Gladwell<sup>[1]</sup> 和 G. Zimmermann 提出了结构声场能量公式, 开创有限元法在声学领域的应用, 随后结构-声耦合系统有限

元法被广泛应用于各个领域。D. J. Nefske<sup>[2]</sup>和 J. A. Wolf 采用有限元法分析了发动机和路面激励引起的车辆内部噪声。丁渭平<sup>[3]</sup>基于结构-声场耦合有限元模型对车辆乘室的耦合模态、漏声特性、声学响应进行了系统的研究。谢素敏<sup>[4]</sup>等利用有限元法分析铁路客车结构声耦合系统的声学特性。徐凯<sup>[5]</sup>和李跃明研究了高速列车运行时, 结构表面产生的强声压对乘坐环境和结构破坏的影响。

本文作者以 CRH380 型高速列车为研究对象, 基于一定的假设简化, 对列车室内结构噪声进行模型化建模, 应用 Virtual Lab Acoustics 专业声学求解器及有限元法, 建立声振耦合方程, 分析车厢结构模态和室内空腔模态。通过对比分析, 确定共振频率, 然后进行结构-声耦合系统的声学响应分析, 获得室内声场的声压级分布及各个测点的等效声压级。

# 1 基本理论以及控制方程

## 1.1 结构动力学方程

设  $N$  自由度线性系统的结构动力学方程为

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

式中:  $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$  分别为动力学系统的质量、阻尼和刚度矩阵;  $\{X\}$ 、 $\{\dot{X}\}$ 、 $\{\ddot{X}\}$  分别为各个质点的位移、速度、加速度;  $\{F(t)\}$  为激励力函数。

模态分析是将微分方程组中各个物理向量转换成模态向量, 使方程组解耦, 然后使用模态向量和模态参数表示的方程求解系统的各个模态参数。对于高速列车车厢, 建立有限元模型, 离散成  $i$  个自由度系统, 得到系统离散形式的结构动力学方程为

$$\{K_s + j\omega C_s - \omega^2 M_s\} \cdot \{u_i\} = \{F_{si}\} \quad (2)$$

式中:  $K_s$ 、 $C_s$ 、 $M_s$  分别为离散系统结构的刚度矩阵、阻尼矩阵和质量矩阵;  $u_i$  为节点位移,  $F_{si}$  为激励载荷;  $\omega = 2\pi f$  为角频率。

## 1.2 声学基本方程

流体中的声学响应可以等效为在一个稳定的流场中施加小扰动。因此, 设定流体为理想的无黏性流体介质, 根据连续性方程、运动方程和状态方程可以得到均匀介质、无黏和绝热状态下的线性声学波动方程为

$$\nabla^2 p' - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = -\rho_0 \frac{\partial q'}{\partial t} \quad (3)$$

式中:  $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$  为拉格朗日乘子;

$c = \sqrt{\frac{\gamma p_0}{\rho_0}}$  为声波在流体中的传播速度;  $p_0$ 、 $\rho_0$  和  $q$  分别为初始状态下的声压、密度和附加质量流速。

$p'$  和  $q'$  分别为外界扰动引起的流体声压和附加质量流速的变化量。

利用分离变量法设

$$p' = p(x, y, z)e^{j\omega t}, \quad q' = q(x, y, z)e^{j\omega t} \quad (4)$$

将式(4)带入式(3)中, 得到 Helmholtz 方程

$$\nabla^2 p(x, y, z) - k^2 p(x, y, z) = -j\rho_0 \omega q(x, y, z) \quad (5)$$

式中:  $k = \omega/c = 2\pi f/c$  为波数,  $f$  为频率;  $p(x, y, z)$  和  $q(x, y, z)$  分别为流体中的总声压和总附加质量流速。

## 1.3 声振系统耦合有限元法

在计算结构和流场之间相互作用时, 流场内流体的流动会对结构的振动产生影响, 结构表面的振动也会影响流场边界流体的流动, 流场的流动和结构表面的振动相互耦合。大多数情况下, 声场和结构之间的耦合关系可以忽略不计, 但在结构的尺寸比较大、流体密度比较大、结构刚度比较小等状况下, 需要考虑耦合效应, 以免影响计算的精确性。

采用有限元法求解 Helmholtz 方程, 把声场  $V$  离散成一定数量的单元, 单元之间通过节点连接, 单元内部的声压通过节点的插值函数求得, 不同的单元类型, 插值函数不同。对方程(3)在声场  $V$  中进行加权积分, 得

$$\int_V \tilde{p} (\nabla^2 p(x, y, z) - k^2 p(x, y, z) + j\rho_0 \omega q(x, y, z)) dV = 0 \quad (6)$$

式中  $\tilde{p}$  为权函数。

对于式(6), 根据高斯定理把体积分化转换为面积分, 然后整理得

$$\{K_{ij} + j\omega C_{ij} - \omega^2 M_{ij}\} \cdot \{p_i\} = \{F_i\} \quad (7)$$

式中:  $K_{ij} =$

$$\int_V \left[ \frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial N_j}{\partial x} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial N_j}{\partial y} + \frac{\partial N_i}{\partial z} \frac{\partial N_j}{\partial z} \right] dV$$

为声场刚度, 其中  $N_i, N_j$  为插值函数;  $V$  为积分区域的体积;

$$C_{ij} = \int_{\Omega} (\rho_0 A N_i N_j) d\Omega$$

为声场阻尼, 其中  $A$  为积分区域法相投影面积,  $\Omega$  为声场表面面积分区域;  $M_{ij} =$

$$\int_V \left[ \frac{1}{c} N_i N_j \right] dV$$

为声场质量;

$$F_i = \int_V (j\rho_0 \omega \mathbf{N}^T q) dV - \int_{\Omega_v} (j\rho_0 \omega \mathbf{N}^T \mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) d\Omega - \int_{\Omega_p} (j\rho_0 \omega \mathbf{N}^T \mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) d\Omega$$

为声场激励向量, 其中  $\Omega_v$  为速度边界面,  $\Omega_p$  为压力边界面,  $N$  为插值函数矩阵,  $\mathbf{v}$  为边界上的速度,  $\mathbf{n}$  为法相单位向量;  $p_i$  为离散的总声压。

对于耦合问题,在耦合边界处结构振动的法向速度与流体边界的法向速度相等,即

$$v_n(\mathbf{r}) = \frac{j}{\rho_0 \omega} \frac{\partial p(\mathbf{r})}{\partial \mathbf{n}} = j \omega u_n(\mathbf{r}), \mathbf{r} \in \Omega_s \quad (8)$$

式中:  $\Omega_s$  为声振耦合边界,  $v_n(\mathbf{r})$  为耦合边界处结构振动的法向速度;  $u_n(\mathbf{r})$  为耦合边界处流体边界的法向速度。

在声振耦合边界  $\Omega_s$  处,结构的振动速度可以等效为流体边界处的附加速度激励,调整声压方程式(7)得

$$\{K_{ij} + j\omega C_{ij} - \omega^2 M_{ij}\} \cdot \{p_i\} - \omega^2 M_c = \{F'_i\} \quad (9)$$

式中:  $M_c = \sum_1^{n_{se}} \left[ \int_{\Omega_{se}} (\rho_0 N_a^T \{n^e\}^T N_s) d\Omega \right]$  为耦合质量矩阵,其中  $n_{se}$  为接触面的结构网格数量,  $\{n^e\}$  为结构网格的法线向量,  $\Omega_{se}$  为接触区域积分表面;  $\{F'_i\} = \{F_i\} +$

$\sum_1^{n_{se}} \left[ \int_{\Omega_{se}} \rho_0 \omega^2 (N_a^T \{n^e\}^T N_u \{u_i\}) d\Omega \right]$  为激励载荷。

对于声振耦合问题,流体声压同样作用于结构体上,这时声压载荷可以等效为结构上的法向载荷,得到式(2)调整后的结构动力学方程为

$$\{K_s + j\omega C_s - \omega^2 M_s\} \cdot \{u_i\} + M_c \{p_i\} = \{F'_{si}\} \quad (10)$$

式中:  $M_c = -\rho_0 K_c^T$ , 其中

$$K_c = \sum_1^{n_{se}} \left[ \int_{\Omega_{se}} (N_s^T \{n^e\} N_a) d\Omega \right]$$

为耦合刚度矩阵;  $K_s$ 、 $C_s$ 、 $M_s$  分别为结构的刚度矩阵、阻尼矩阵、质量矩阵;

$\{F'_{si}\} = \{F_{si}\} + \sum_1^{n_{se}} \left[ \int_{\Omega_{se}} (N_s^T \{n^e\}^T N_p \{p_i\}) d\Omega \right]$

为激励载荷,其中  $p_i$  为已知节点的节点声压。

对于声学方程式(9),令  $K_a = K_{ij}$ ,  $C_a = C_{ij}$ ,  $M_a = M_{ij}$ , 联立式(9)和式(10),则声振耦合系统的动力学方程为

$$\begin{bmatrix} \begin{bmatrix} K_s & K_c \\ 0 & K_a \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} C_s & 0 \\ 0 & C_a \end{bmatrix} \\ \omega^2 \begin{bmatrix} M_s & 0 \\ M_c & M_a \end{bmatrix} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_i \\ p_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F'_{si} \\ F'_i \end{bmatrix} \quad (11)$$

## 2 车厢结构模态和声腔模态分析

高速列车在 20~300 Hz 频率范围内,与汽车的低频噪声类似,都受以下因素的影响:一是结构的动

力学特性,二是腔体内的声学模态特性。当某阶结构振动模态与空腔的某阶声学模态接近时,车厢内部声压会迅速增加,导致列车室内声品质降低,影响列车的乘坐舒适性。所以对车厢结构模态和室内空腔声模态进行计算分析具有重要意义。

以 CRH3 型车为研究对象,列车车厢主要由侧墙、车顶、地板及端墙等部分组成,车厢结构主要材料为 AL 6005-T6,窗户主要材料为钢化玻璃,采用壳单元划分车厢结构;空腔流体介质为空气,采用六面体单元划分车厢内部空气腔声学有限元网格,建立结构有限元模型和声腔有限元模型如图 1 所示。

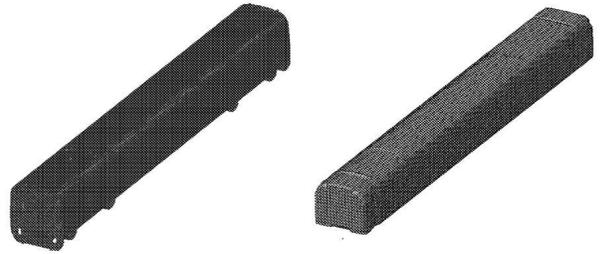


图 1 车厢结构有限元模型和室内空腔声学有限元模型

Fig. 1 Finite element models of carriage's structure and inner acoustic cavity

### 2.1 车厢结构模态分析

高速列车室内的结构噪声主要是由于车厢结构振动引起的,列车车厢不但是噪声信号的源,还是激励信号的滤波器,分析列车车厢结构的固有特征,不但能够深入理解结构噪声产生的机理,而且还为诊断噪声源和优化车厢内部声品质提供理论依据。

采用 Block Lanczos 法求解车厢结构自由模态。前六阶模态是刚体模态,数值为零。这里总共计算了前 60 阶结构模态,各代表性的振型如图 2 所示。

由于高速列车普遍为大型中空铝型材材料焊接结构,所以车厢结构刚度比较好,结构模态在低频段呈现出整体性;第 22 阶(31.28 Hz)开始的高频段,各个振型呈现出局部特性,各阶结构模态的频率增加幅度较小,各个振型之间的耦合程度增加。

对于各阶结构振型,高速列车车厢的振动主要存在于车窗、车顶、地板和端墙。此外,结构振型还决定了激励力的输入位置,如果激励源位于在振型变化最大处,将引起激励力与结构的共振,结构振动的幅值加大,噪声水平也随之增加。

### 2.2 室内声腔模态分析

声学模态频率是空气腔体内部声音的共鸣频率,在各阶模态频率附近,车厢室内空腔会产生声学共鸣,造成声压级增加。当结构的固有频率和空腔模

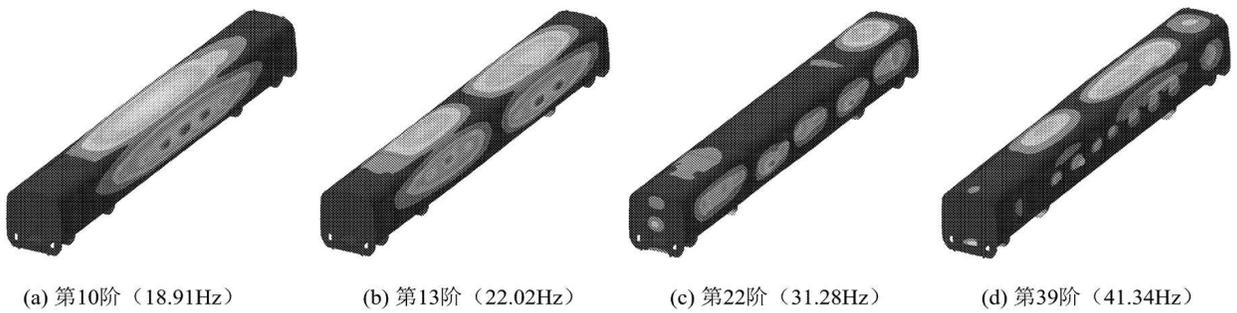


图 2 车厢结构模态振型

Fig. 2 Model vibration shapes of carriages' structure

态频率接近到一定程度, 室内空腔和车厢结构将发生共振, 造成室内发出“嗡嗡”声, 降低车厢内的声品质, 影响列车乘坐的舒适性, 所以应该尽力避免车厢结构振动频率和空腔的模态频率一致。

列车室内空腔是由各个壁板、门窗、端墙围成的封闭腔体, 内部充满空气介质, 因此室内空腔有其固

有特性, 即模态频率和振型。空腔的声学模态不同于以位移幅值为表征量的结构模态, 而是以声压幅值为物理量。这里应用声学有限元法求解声腔模态, 由于考虑的是自由模态, 不需添加边界条件, 空腔的空气参数密度  $1.225 \text{ kg/m}^3$ , 声速为  $340 \text{ m/s}$ , 计算的频率范围为  $0 \sim 300 \text{ Hz}$ , 选取代表性的振型见图 3。

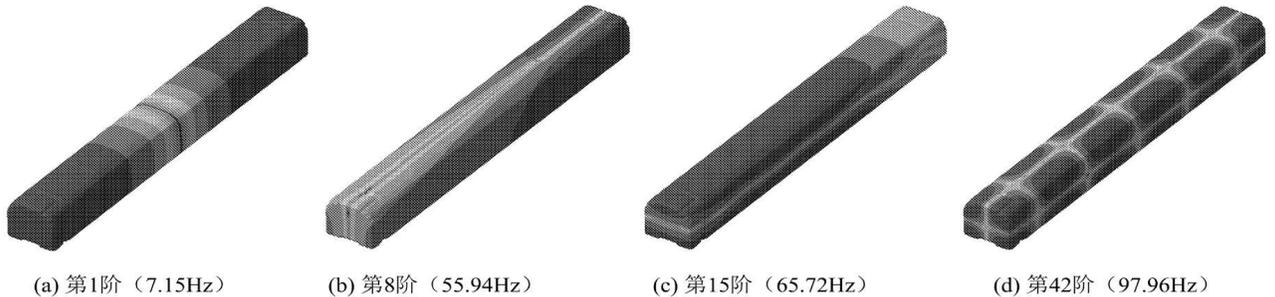


图 3 声腔模态振型

Fig. 3 Model vibration shapes of acoustic cavity

车厢内部空腔的模态振型取决于几何形状和内部介质物理特性, 而列车空乘时车厢内部横向和纵向对称, 所以室内声腔的模态振型呈现出对称性。

列车室内空腔出现垂向振型的频率为第 1 阶  $7.15 \text{ Hz}$ , 出现纵向振型的频率为第 8 阶  $55.94 \text{ Hz}$ , 出现横向振型的频率为第 15 阶  $65.72 \text{ Hz}$ 。低频率段时垂向、纵向、横向振型耦合较少, 显示整体振型。从第 34 阶开始出现 3 个方向的振型耦合现象, 高频率段显示出局部振型。

室内空腔声学模态在频率为  $21.24 \text{ Hz}$  和  $35.52 \text{ Hz}$  时, 与车身结构模态的振动频率接近, 车厢结构振动与空腔振动耦合, 增加室内声压级水平, 可以通过改变室内空腔的局部形状, 避免此情况发生<sup>[6-7]</sup>。

### 3 结构声系统耦合响应分析

本文主要进行列车室内结构噪声的模型化研究, 所以对 CRH380 型列车车厢进行了简化, 有限元建模分析只考虑了车声骨架及门窗, 列车车厢内

饰未予考虑。列车车厢内部结构噪声主要由轮轨激励经过转向架上的空气弹簧传递到车厢底板, 引起车厢壁板振动, 而壁板的振动又会产生声波, 声波反射叠加进一步形成的混响声。结构声的耦合作用加大了精确求解问题的难度, 这里应用专业的声学求解器 Virtual Lab Acoustics 软件进行求解。

根据 ISO 3095《铁道车辆噪声测量》标准和 ISO 3381《各种有轨车辆噪声测量》, 在空气弹簧和车厢底板接触位置附近设置位移传感器, 在车厢室内布置声压测点, 选取部分频率下的场点网格面的声压分布云图。

图 4 为选取的具有代表性频率的声压幅值分布云图, 可以看出, 在同一水平场点网格上声压分布呈现出强弱交替的现象, 声压幅值界限明显, 说明声压变化梯度较大。另外沿车厢的纵向, 随着频率不断增加, 同一水平面上的干涉条纹增加, 声波的波长不断减小。在  $20 \sim 38 \text{ Hz}$  的频段范围内, 声场声压较大, 声压级处于  $80 \text{ dB}$  以上; 在  $38 \sim 50 \text{ Hz}$ , 声压级较小, 这与载荷加载频谱有一定关系, 在高频段空气弹簧

传递的载荷激励力载荷幅值较低.

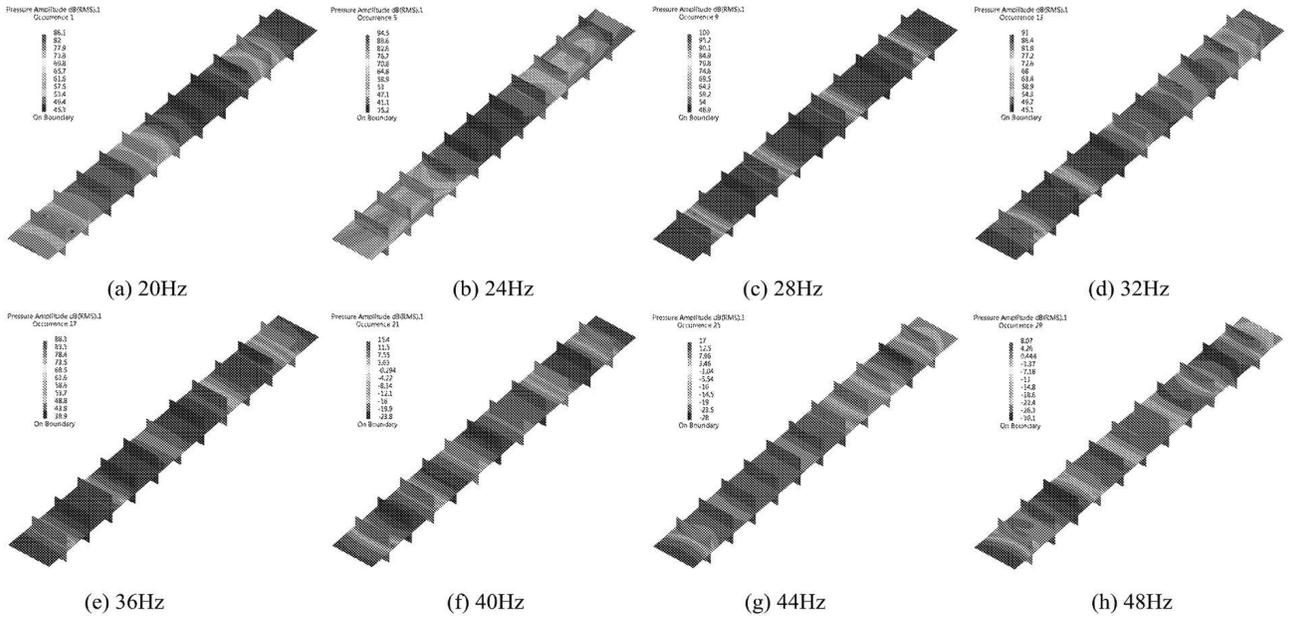


图 4 不同频率下的声场分布

Fig. 4 Acoustic field responses of different frequencies

在列车车厢纵向中心线的右侧座椅位置选取 5 个声压测点 (A ~ E), 各个测点之间的间隔为 2 m, 计算分析 5 个测点的声学响应. 在 20~ 38 Hz 频段范围内, 测点的声压级水平较大, 处于 80 dB 以上; 而在 40~ 50 Hz 频段范围内, 声压级水平处于 20 dB 以下. 不同位置各点声压级差别明显, 说明噪声空间分布不均匀. 各个测点均在 28. 002 Hz 处声压级达到峰值.

主观感觉, 对车厢内的 5 个测点 (A ~ E) 的声压级载荷曲线做频谱转换, 得到一段时间内各个测点的声压级随时间的变化曲线. 利用式 (12), 得到 A ~ E 各个测点的等效 A 声压级分别为: 57. 44 dB, 57. 60 dB, 61. 85 dB, 56. 80 dB, 56. 39 dB.

各测点的等效声压级大小与实测经验值相比偏小, 这是因为文中未考虑列车高速运行时, 列车表面风压对室内结构噪声的影响. 后续分析中将进一步考虑列车表面风压的影响, 将两者测得的值叠加, 与各个测点的实车试验测试结果进行对比分析.

### 4 结论

1) 高速列车车厢结构模态在低频段呈现出整体特性, 从第 22 阶模态开始的高频段呈现出局部特征, 同时各阶模态振型之间逐渐耦合. 对于列车室内空腔, 其各阶振型整体特性明显, 空腔各阶振型呈现一定的对称性. 另外在 21. 24 Hz 和 35. 52 Hz 时, 车厢结构模态频率与空腔结构模态频率重合, 引起共振, 应通过改变室内局部特征进行优化.

2) 随着分析频率的增加, 同一水平面上的场点声压分布强弱交界面增多, 在各个交界处声压变化梯度较大. 由于空气弹簧主要传递低频振幅, 所以在 20~ 38 Hz 频段声压级处于 80 dB 以上, 在大于 40 Hz 频率范围, 声压级处于 20 dB 以下. 分析各个测点声压级发现不同测点声压级差别明显, 各个测点在 28. 10 Hz 附近声压级水平均达到峰值.

3) 分析了各个测点的等效 A 计权声压级的大

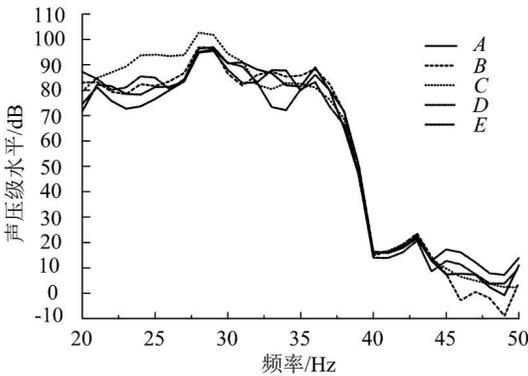


图 5 测点的声压级幅频曲线

Fig. 5 SPL amplitude-frequency curves of observation points

各个测点的等效 A 声压级值为

$$L_{eq} = 10 \lg \left[ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0.1 L_{Ai}} \right] \quad (12)$$

式中:  $L_{Ai}$  为某时刻的 A 计权声压级;  $N$  为特定时间段内声压级总数.

为衡量一段时间内, 人们对噪声强度和频率的

小,与实测经验值比较偏小,这是由于尚未考虑列车表面风压通过门窗传递振动对室内结构噪声的影响。车外气动风压对列车室内噪声的影响分析将在后续的工作中继续深入研究。

#### 参考文献(References):

- [1] Gladwell G M L, Zimmermann G. On energy and complementary energy formulations of acoustic and structural vibration problem [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1966(3): 233- 241.
- [2] Nefske D J, Wolf J A, Howell L J. Structural-acoustic finite element analysis of automobile passenger compartment: a review of current practice [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1982, 108(2): 247- 266.
- [3] 丁渭平. 车辆乘坐室声学泄漏分析的声振耦合有限元模型[J]. *噪声与振动控制*, 2002, 22(1): 6- 8.  
DING Weiping. A finite element model for structure-acoustic coupling analysis of the acoustic leakage problem in an automobile passenger compartment [J]. *Noise and Vibration Control*, 2002, 22(1): 6- 8. (in Chinese)
- [4] 谢素敏, 张磊, 付亚兰, 等. 铁路客车室内噪声预测与控制技术研究[J]. *计算力学学报*, 2009, 26(3): 336- 341.  
XIE Suming, ZHANG Lei, FU Yalan, et al. Research on prediction and control of interior noise in railway passenger-car [J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2009, 26(3): 336- 341. (in Chinese)
- [5] 徐凯, 李跃明. 高速列车车厢结构声-振耦合响应数值分析[J]. *计算机辅助工程*, 2011, 20(3): 42- 48.  
XU Kai, LI Yueming. Numerical analysis on acoustic-vibration coupling response of high speed train carriage structure[J]. *Computer Aided Engineering*, 2011, 20(3): 42- 48. (in Chinese)
- [6] 马大猷. 噪声与振动控制工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.  
MA Dayou. *Engineering handbook of noise and vibration control* [M]. Beijing: China Machine Press, 2002. (in Chinese)
- [7] 张磊. 高速列车室内低频噪声的预测与控制[D]. 大连: 大连交通大学, 2008.  
ZHANG Lei. Research for prediction and control of interior noise in high speed train [D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2008. (in Chinese)