

基于模态贡献量分析方法的地铁车辆结构降噪优化研究^{*}

卜 征^{1,2} 李 莉^{1,2} 刘存真^{1,2} 雷震宇^{1,2}

(1. 同济大学铁道与城市轨道交通研究院, 201804, 上海;

2. 上海市轨道交通结构耐久与系统安全重点实验室, 201804, 上海//第一作者, 硕士研究生)

摘 要 地铁列车的运行过程中伴随着不同程度的车体板件振动, 由此而引起的车体板件辐射噪声是地铁列车车内噪声的重要来源之一。应用模态贡献量分析方法, 研究了车体板件的振动对车内场点声压级的影响特性, 并通过修改局部板件等效厚度的方式改善车内声场。将地板等效厚度减少 2 mm 后, 场点 43 Hz、82 Hz 频率处的线性声压级均降低了 6 dB 以上。通过模态贡献量分析找出对车内噪声贡献较大的模态, 并结合其模态振型以及板件节点贡献量分析进行针对性结构优化, 这种方法可以起到改善车内场点处声学响应的效果。

关键词 地铁; 车辆; 结构噪声; 模态贡献量

中图分类号 U260.14⁺3

DOI: 10.16037/j.1007-869x.2020.03.030

Research of Metro Vehicle Structure-borne Reduction Noise Optimization Based on Modal Contribution Analysis

BU Zheng, LI Li, LIU Cunzhen, LEI Zhenyu

Abstract Different degrees of vibration of the body panels occur when the train is operating. The resulting radiated noise is one of the major sources of noise in metro trains. Modal contribution analysis method was applied to study the characteristics of the influence that vehicle body panels vibration has on the interior sound field, which was improved by modifying the equivalent thickness of certain panels. When the thickness of the floor panels was reduced by 2 mm, the linear sound pressure of field points at 43 Hz and 82 Hz was reduced by 6 dB or more. Modal contribution analysis can be used to locate the modal that contributes to the interior noise more. By analyzing the mode shape and panel node contribution of this modal, targeted structure optimization was conducted. This method is proved effective to improve the acoustic response of vehicle interior field points.

Key words metro; vehicle; structure-borne noise; modal contribution

First-author's address Institute of Urban Rail Transit, Tongji University, 201804, Shanghai, China

目前, 城市轨道交通车辆的振动噪声设计落后于车辆的总体设计, 交付运营的车辆必须经过后期多轮的振动、噪声相关参数调校才能达到预期的乘坐舒适性目标, 致使整车的减振降噪设计周期长、费用大, 因此需要对车辆振动噪声性能进行前期研究。

轨道车辆车内噪声成因复杂, 车体壁板振动辐射噪声是车内噪声的主要来源之一。许多学者围绕这一主题开展了相关研究, 大体可分为理论研究、试验研究和数值模拟研究。在数值模拟研究中, 研究人员经常通过面板贡献度分析^[2-3]方法找出对车厢内部结构辐射噪声影响较大的车体板件, 但面板贡献量分析的结果难以同车内结构的固有特性相结合进行分析。

不同于面板贡献量分析, 模态贡献量分析^[4]可以从场点处的噪声响应峰值追溯到结构的模态, 而结构的模态与结构的固有特性密切相关。通过模态贡献量分析找到对噪声峰值影响最大的模态后, 根据该阶模态振型, 对于振动较为剧烈的板件, 可以通过采用涂敷阻尼材料^[5], 以及修改板件厚度、形貌等方式进行控制, 以降低车内噪声。

本文基于模态贡献量分析方法, 选择降低局部板件等效厚度的优化方案, 采用该优化方案后场点处的声压级得到明显改善。

1 模态贡献量理论分析

可以将车体的运动看作多自由度强迫振动, 其运动微分方程为^[4]:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f \quad (1)$$

式中:

^{*} 国家自然科学基金项目(51408434, 11772230, 51678446); 中央高校基本科研业务费专项资金资助课题(22120180250)

M ——质量矩阵;
 C ——粘性阻尼矩阵;
 K ——刚度矩阵;
 x ——位移向量;
 \dot{x} ——速度向量;
 \ddot{x} ——加速度向量;
 f ——外界强迫激励。

车体的振动由相互独立的各阶模态叠加而成,其内部各位置的响应可以看作各阶模态振型的线性组合,可表示为:

$$x = j_1 q_1 + \cdots + j_r q_r + \cdots + j_n q_n = Fq \tag{2}$$

式中:

F ——振型矩阵;
 j_r ——第 r 阶振型的坐标;
 q_r ——第 r 阶振型的参与因子;
 q ——各阶振型的参与因子向量;
将模态参与因子归一化可得:

$$Q_r = \frac{|q_r|}{\sum_{r=1}^n |q_r|} \tag{3}$$

式中:

Q_r ——第 r 阶模态的贡献在系统总能量中所占的比例。

2 车体与车内声腔模型

2.1 车体与声腔模型参数

地铁 A 型车是城市轨道交通中常见的车型,仿真分析中根据地铁 A 型车实际尺寸建立有限元模型。列车长 22.4 m,宽 3 m,高 3.8 m,主要结构分为车体、车门和车窗。根据文献[7],在噪声的中低频段内,将中空挤压铝型材等效为单层板可以在保证结果准确性的基础上大大提高计算效率,因而在建模过程中,车门、车窗与车体用壳单元进行模拟,采用胶连方式模拟三者之间的实际连接。各部分材料的参数如表 1 所示:

表 1 地铁 A 型车车体结构参数

项目	杨氏模量/GPa	泊松比	密度/(kg/m³)
车体	69	0.33	2 700
车门	71	0.30	2 700
车窗	72	0.22	7 800
胶	0.01	0.40	1 300

为计算车内声腔中场点的声压,对车内声腔进行有限元网格划分,声腔中流体材料的参数采用空

气的参数,密度为 1.2 kg/m³,速度为 340 m/s。声腔网格的单元尺寸满足最高计算频率 200 Hz 的一个波长内有 6 个以上单元。

2.2 车体结构模态与车内声腔模态分析

车体的结构模态与车内声腔模态是车体的固有属性,当外部激励与结构模态产生耦合,或者当车体的结构模态与车内声腔模态出现耦合效应时,车内的声场环境将变得恶劣。因而在对车内声场进行研究时,首先进行车体结构模态与车内声腔模态分析。

由于车体尺寸较大,且结构较为复杂,因而车体结构模态较为密集,前 100 Hz 内有 394 阶车体结构模态,车体的低阶模态参与振动的板件较少,高阶模态参与振动的板件较多。车体的第 5 阶模态振型如图 1 所示。

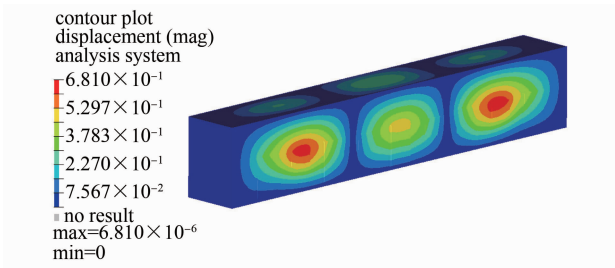


图 1 车体第 5 阶模态振型图截图

车内声腔前 5 阶模态和第 8 阶模态均为纵向伸缩,第 6、7、9、10 阶模态为纵向扭转。典型的第 5 阶模态如图 2 所示。声腔 10 阶以后的模态分布较为密集,局部模态较多。

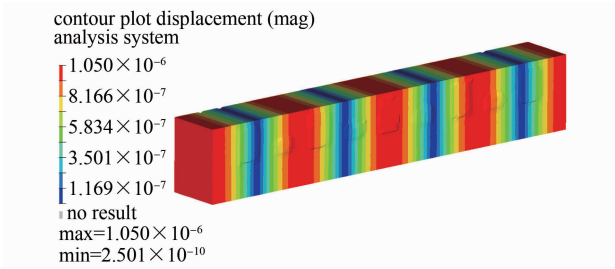


图 2 车内声腔第 5 阶模态振型图截图

3 车内声学响应分析

3.1 场点位置及计算条件

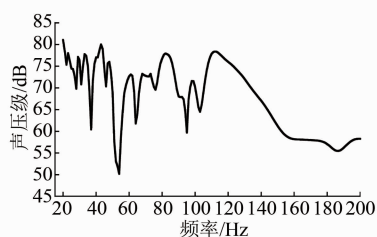
根据文献[8],车体进行频率为 1 Hz 左右刚体运动的能量占据了大部分的车体振动能量,车身主要受到下部结构 25 Hz 频率处的荷载。在动力学软件 UM 中,根据实际的列车、轨道参数建模后算得的二系弹簧垂向力在 0~10 Hz 频率范围内的幅值较

大,10 Hz 频率以外的垂向力大小接近于 0。因此,在分析板件振动对车内场点处声场的影响特性时,选择在转向架与车体连接的 4 个位置施加频率范围为 0~10 Hz、幅值为 100 N 的垂向荷载。

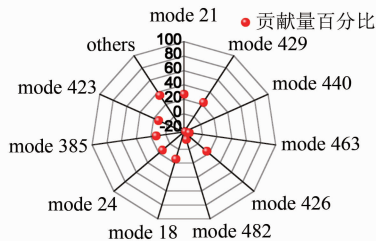
本文研究参考 GB/T 3449—2011《声学 轨道车辆内部噪声测量》进行场点选择,文献[9]的分析也表明转向架附近位置上方 1.6 m 处的总声压级值最大,因此本文声学响应分析中将场点位置设置在一侧转向架上方 1.6 m 处。

3.2 场点处结构噪声声场频率特性分析

根据公式(1)~(3),模态贡献量代表着某一阶模态的贡献在全体模态贡献中所占的比重,每一阶模态都通过特定的模态振型影响着车内结构噪声。场点位置处的线性声压级如图 3 a)所示,场点处声



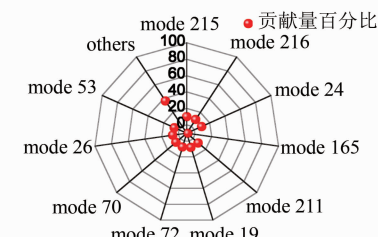
a) 场点处 20~200 Hz 频率下的声压级图



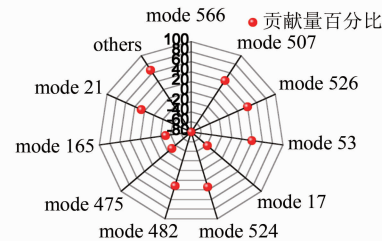
c) 82 Hz 频率处各阶模态贡献量统计图

注: mode 表示模态; mode 215 表示第 215 阶模态,以此类推

压级超过 78 dB 的 3 个峰值分别出现在 43 Hz、82 Hz、112 Hz 频率处。对于 43 Hz 频率处的声压级峰值(见图 3 b)),第 215 阶(44.19 Hz 频率处)、216 阶(44.42 Hz 频率处)模态合计贡献了 20%,44 Hz 频率附近的模态振型中车体地板的振动较为剧烈;对于 82 Hz 频率附近的声压级峰值(见图 3 c)),第 21 阶(5.89 Hz 频率处)、429 阶(77.63 Hz 频率处)模态合计贡献了 50%,5.9 Hz 和 77.6 Hz 频率附近的模态振型中车体地板的振动幅度均较大;对于 112 Hz 频率附近的声压级峰值(见图 3 d)),超过 90 Hz 的模态贡献量较大,结构的高阶模态振型较为复杂,参与振动的车体结构区域较多。通过模态贡献量分析和查看相应模态振型也可以发现,贡献量较大的模态中车体地板的振动较为剧烈。



b) 43 Hz 频率处各阶模态贡献量统计图



d) 112 Hz 频率处各阶模态贡献量统计图

图 3 场点处声压响应图

列车运行过程中实测车内场点噪声如图 4 所示。车内相同位置的噪声场点实测数据与仿真数据接近,也可以观察到 80 Hz 频率附近存在着噪声峰值。实测的车内噪声由结构声和空气声叠加而成,因此仿真分析得到的车内场点处的噪声与实测有所差别。而且,本文建立的有限元模型中不包括内饰和其他附属结构,实际车辆内饰结构具有一定的吸声作用,在它们的影响下,车内噪声声压级曲线也变得较为平滑。

模态贡献量分析无法准确定位贡献量较大的区域,在模态贡献量分析基础上可以进一步进行节点贡献量分析,如图 5 所示。通过节点贡献量分析找出了对 43 Hz、82 Hz 和 112 Hz 频率处的声压级峰

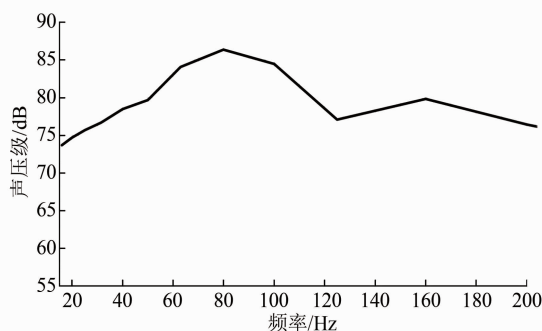


图 4 列车运行过程中实测车内场点噪声

值贡献量占前 20% 的节点,这些节点均位于场点侧地板上,因此在优化时应首先考虑这些节点所在的局部地板板件。

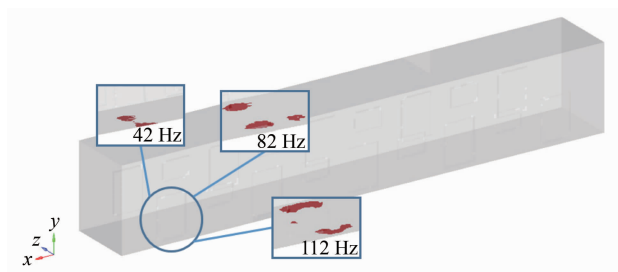


图5 各峰值频率处贡献量前20%节点云图

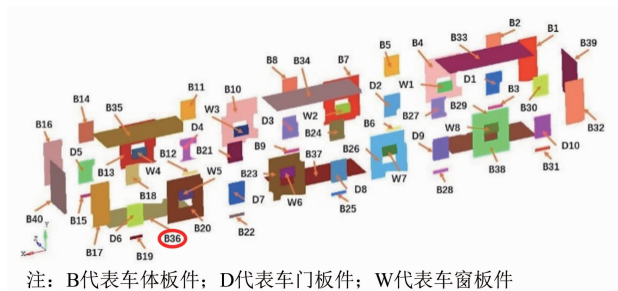
4 车内声学响应优化

4.1 优化方案选择

工程中,针对节点贡献量较大的区域,一般采取的措施有修改板件厚度、涂敷阻尼材料、拓扑优化等。文献[10]的研究表明,通过对板结构进行阻尼处理一般可降低200~500 Hz频率段的辐射噪声,但是,涂敷阻尼材料会增加车体质量和提升车辆成本。因此,在各项参数能够满足列车车体设计要求的前提下,降低板件厚度是最理想的优化方案。

通过图3 a)可以观察到场点处声压级较大的频率段为20~150 Hz,与阻尼处理效果较好的200~500 Hz频率段差距较大,综合实际效果以及成本,应该首先尝试降低场点侧地板的等效厚度。

为确保降低场点侧地板等效厚度对场点处声压级优化的有效性,需要进行板件贡献量分析以验证场点侧地板是否对场点处声压级具有较大影响。在进行板件贡献量分析之前,需要根据板件的位置和功能对车体进行板件划分。将车体结构按车体、车门、车窗分类进行划分,共划分出了58块板件,如图6所示。



注: B代表车体板件; D代表车门板件; W代表车窗板件

图6 车体结构板件划分及编号

板件对场点处声压级的贡献与幅值和相位均有关联,因而板件对声压级的贡献有正有负。车体第36块板(B36)对82 Hz和112 Hz频率处的声压级峰值贡献均超过了70%,对43 Hz频率处的声压级峰值贡献也排在所有板件中的第3位。B36板件

对112 Hz频率处的声压级峰值贡献量如图7所示。场点一侧的第36块板对于3个声压级峰值均具有较大的贡献,因此对该板件进行结构修改是合理的。

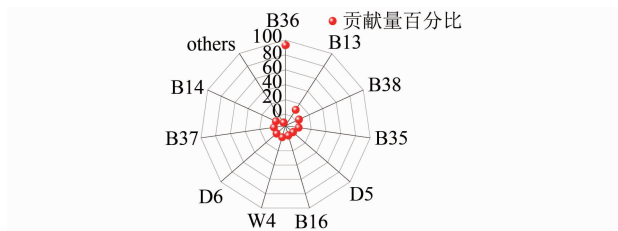


图7 112 Hz频率处板件贡献量分析

4.2 板件厚度优化分析

综合以上分析,选择对B36板件厚度进行优化。该板件的原始厚度为20 mm,分别将该板件的等效厚度降低2 mm、5 mm、8 mm,重新计算场点处的声压级并进行对比,结果如图8所示。计算结果表明:降低B36板件厚度2 mm、5 mm后场点处声压级在多个峰值处均有明显优化,且两种方案的优化效果接近;降低板件厚度8 mm后场点处声压级在25 Hz附近出现峰值,且该峰值接近81 dB,与优化前场点处的声压级峰值接近。降低板件厚度2 mm的方案与5 mm的方案相比,降低5 mm后车体的强度、模态以及局部刚度等指标面临较大风险,综合考虑应该选择将B36板件的厚度降低2 mm的方案。数值计算结果表明,修改板件厚度后其它场点声压级也有所降低或变化不大,优化方案取得了总体改善效果。

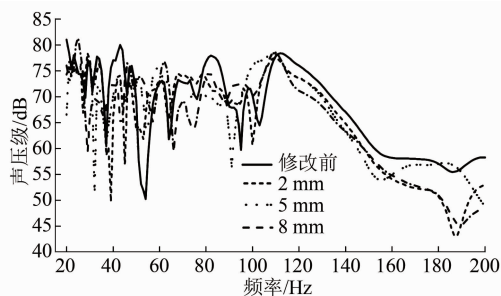


图8 不同板件厚度优化方案的场点处声压级与振动频率的关系图

从场点处声压级的角度来看,B36板件厚度降低2 mm后场点处43 Hz、82 Hz频率处的线性声压级均降低了6 dB以上,声压级改善效果明显。但112 Hz频率附近的声压级转移到了109 Hz频率附近,声压级幅值基本与修改前一致,原因可能在于高阶模态的振型复杂,修改单一板件起到的效果较为有限,想要降低112 Hz附近的峰值还需要进一步

的优化,比如选择在地板局部进行拓扑优化。

5 结论

1) 本文通过模态贡献量分析找出对车内噪声贡献最大的模态,并由此发现场点附近的地板振动最为剧烈。在仅考虑结构噪声时,场点侧端部地板对于转向架上方场点的声压级贡献量最大。

2) 在 80 Hz 频率附近,仿真和实测的声压级均出现峰值。仿真分析数据与实测数据的对比表明,车体板件辐射噪声对转向架上方场点处的噪声具有一定影响。

3) 将车体场点侧端部地板厚度降低 2 mm 后,场点 43 Hz 和 82 Hz 频率处的线性声压级均降低了 6 dB 以上,并且在 0~200 Hz 大部分频段内噪声声压级均有所下降,该优化方案使场点处结构噪声水平得到了改善。

参考文献

[1] 何理,张立民.基于静态台架试验的车体模态贡献量分析[J].

噪声与振动控制,2018(4): 96.

[2] 李增刚,詹福亮.声学仿真计算高级应用实例[M].北京:国防工业出版社,2010: 214-215.

[3] LIM T C. Automotive panel noise contribution modeling based on finite element and measured structural-acoustic spectra[J]. Applied Acoustics, 2000(4): 505.

[4] 梁静.车体模态贡献分析及其对振动影响研究[D].重庆:西南交通大学,2011.

[5] 潘震,方宇,胡定玉,等.A 型地铁车辆车内噪声预测与控制[J].城市轨道交通研究,2018(8): 67.

[6] 王晋鹏,常山,刘更,等.结合模态声学贡献量与板面声学贡献量的减速箱降噪技术研究[J].振动与冲击,2016(4): 210.

[7] 宋士轲.中空挤压铝型材的等效模型研究[D].北京:北京交通大学,2014.

[8] 张克姝.地铁 A 型车内装结构对车内噪声的影响分析[J].城市轨道交通研究,2012(12): 50.

[9] 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.

[10] 庞剑.汽车车身噪声与振动控制[M].北京:机械工业出版社,2015.

(收稿日期:2019-06-12)

(上接第 130 页)

康状况能够有更加清晰、全面的了解,能够对部件的早期故障进行及时处理,降低部件出现重大损坏的可能性,从而进一步减少齿轮箱故障对动车组正常运营的影响,保障高速动车组能够安全可靠地运行。

经过故障统计分析,发现-X12 车组 2018 年关于齿轮箱的故障仅有 10 月 29 日一条故障记录,由此可以得知,本文提出的基于 Lasso 回归的高速动车组齿轮箱性能检测模型能够很好地对动车组齿轮箱进行早期故障预警,可从一定程度上解决动车组齿轮箱早期故障检测及其性能量化评估问题。

4 结语

本文将 Lasso 回归用于检测高速动车组齿轮箱性能的相关问题,根据齿轮箱的具体特性及其工作原理,设计了解决齿轮箱性能检测的方法。Lasso 回归采用罚函数的方式对目标函数进行简化求解,能够更加快速、有效地挑选出性能指标合理的影响因素,去除其他噪声影响因素。试验结果显示出了

基于 Lasso 回归的动车组齿轮箱性能检测模型的可能性、有效性和优越性,研究结论也为动车组齿轮箱性能检测的方式提供了试验基础和探究思路。

参考文献

[1] 万国强,林建辉,易彩.高速列车齿轮箱振动特性分析与故障识别方法[J].机械科学与技术,2018(1): 115.

[2] 吴欣远,林建辉.高速列车齿轮箱振动信号诊断研究[J].硅谷,2015(3): 55.

[3] 刘杰,刘世军.基于热网络法的高速列车齿轮箱热平衡温度计算分析[J].机车电传动,2018(3): 70.

[4] 陈晓玲,张武高,黄智勇,等.高速列车运行速度对传动齿轮箱平衡温度的影响[J].上海交通大学学报,2007(9): 1510.

[5] 魏领会,王海龙,姚灿江.环境温度对高速列车齿轮箱温度场的影响[J].北方工业大学学报,2017(5): 63.

[6] 宇善良.动车组常见故障分析及处理[M].北京:北京交通大学出版社,2014.

[7] TIBSHIRANI R. Regression shrinkage and selection via the Lasso[J]. Journal of the Royal Statistical Society, 1996, 58: 267.

[8] 游皓麟.R 语言预测实战[M].北京:电子工业出版社,2016.

(收稿日期:2019-10-25)