

# 高速列车设备舱底板的振动特性研究\*

张富兵<sup>1</sup>, 刘潮涛<sup>1</sup>, 邬平波<sup>1</sup>, 石怀龙<sup>1</sup>, 吴兴文<sup>1</sup>, 朱海燕<sup>2</sup>

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都, 610031) (2. 华东交通大学机电工程学院 南昌, 330013)

**摘要** 为了优化设备舱底板的振动疲劳特性,建立了刚柔耦合多体动力学模型,分析了在武广谱载荷谱的线路条件激励下,底板关键位置的振动和车速的关系。研究发现,车辆设备舱底板的振动总体趋势是随着速度的增加而增加,但是在 250 km/h 的时候,纵向振动幅值会比 300 km/h 的要大。根据动力学仿真结果提取出载荷的大小,进行了有限元强度分析,得到了底板的最大应力和开孔位置的最大应力。滚动台试验数据和仿真结果一致,验证了模型的正确性。最后对底板进行了优化,加厚设备舱底板的厚度。对比发现,优化后的整体最大应力由 8.78 MPa 减小到 4.79 MPa,开孔处的最大应力由 1.65 MPa 减小到 0.95 MPa,底板的强度性能得到了大幅度提高。

**关键词** 车辆系统动力学; 模态分析; 轨道激励; 设备舱底板

**中图分类号** TH113.1

## 引言

我国高速铁路车辆运行速度普遍为 300 km/h,部分线路以 350 km/h 运行。在如此高速的运行过程中,一些低速运行过程中不会注意的问题也会成为影响列车安全的因素之一。设备舱的振动疲劳问题就是其中之一。位于车体下面的设备舱是动车组重要的组成部分,对于保护车下悬挂有重要作用。设备舱底板是设备舱的组成部分,由于其面积较大、质量较小,所以强度比较差。高铁车辆在高速运行时,由于轨道激励、车轮不圆<sup>[1-2]</sup>以及车下悬挂设备产生的振动与设备舱固有模态相耦合产生振动放大,导致底板结构在运营过程中发生过破坏<sup>[3-5]</sup>。有许多学者对车下设备的振动问题进行研究。吴会超等<sup>[6-7]</sup>研究了车下设备的悬挂方式、重心偏载和弹性悬挂参数对车体振动的影响。汪群生等<sup>[8-9]</sup>通过建立刚柔耦合动力学模型,研究了车轮磨耗对车下悬挂系统的振动响应影响,以及车下悬挂设备不平衡振动对车体振动的影响。罗光兵等<sup>[10-11]</sup>通过动力学仿真和滚动台试验对比验证,比较了车下设备刚性吊挂和

弹性吊挂对车体的影响。石怀龙等<sup>[12-13]</sup>通过动力学仿真研究了车体和车下设备的耦合振动情况,分析了不同悬挂参数对车体振动的影响。Bruni 等<sup>[14]</sup>通过建立精细的动力学模型,研究了如何选取最优的模型参数。王文静等<sup>[15]</sup>通过线路试验数据,分析了设备舱支架开裂的原因。牛纪强等<sup>[16]</sup>考虑了过隧道时候的气动载荷,比较了设备舱不同位置的表面压力。

笔者以某型车的设备舱底板为例,首先建立了动力学模型,研究其在武广谱的线路条件激励及不同速度条件下运行时的振动特性,通过滚动台试验来验证模型;然后,提取作用力进行了强度分析;最后,对结构进行了优化。

## 1 模态计算

设备舱底板的结构形式如图 1 所示,在底板两端各有 4 组螺栓与支架连接,在底板中部建立有加强结构。底板的两侧开有长方形的孔。

对底板的几何模型划分网格,建立有限元模型。底板的材料为铝合金,计算得到底板的约束模态前 20 阶结果。模态全部结果如表 1 所示。

\* 国家重点研发计划资助项目(2016YFB1200506);国家自然科学基金资助项目(51665015);中国铁路总公司科技研究开发计划资助项目(2016J007-H);牵引动力国家重点实验室课题资助项目(2015TPL\_Z03)  
收稿日期:2018-04-09;修回日期:2018-08-04

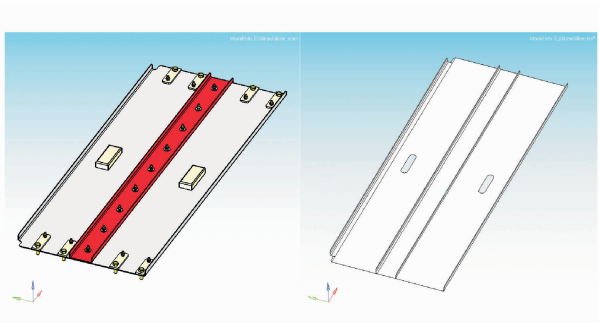


图 1 设备舱底板结构图

Fig. 1 The structure of equipment cabin bottom plate

表 1 前 20 阶模态信息

Tab. 1 20-order modal information

阶数	约束模态/Hz	阶数	约束模态/Hz
1	39.639	11	235.71
2	50.327	12	248.95
3	83.776	13	273.91
4	111.77	14	281.96
5	121.60	15	296.80
6	143.47	16	311.12
7	178.67	17	335.40
8	180.61	18	338.48
9	190.33	19	348.42
10	232.90	20	374.36

## 2 弹性车体的力学模型

车体和车下设备的刚柔耦合力学模型如图 2 所示。笔者研究的设备舱底板的振动来源主要是车体和车下设备的耦合振动,因此这里给出弹性车体和车下悬挂设备的振动传递关系。车体和空簧、车体和设备之间是通过带有阻尼特性的弹簧连接。将车体考虑成均直欧拉梁,弹性车体包含了其模态信息。车下设备采用实际运营中等同的两点吊挂,按刚性体进行计算。模型的刚体模态包括车体和设备的浮沉和点头运动<sup>[13]</sup>。

$F_{s1}, F_{s2}$  分别为两个空簧作用在车体上的力,求解公式为

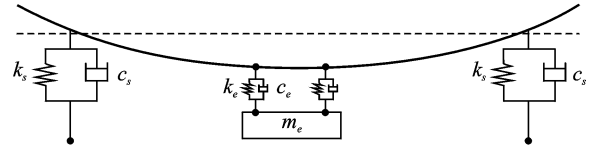
$$F_{sj} = -k_s[z(x_j, t) - g(t)] - c_s[\dot{z}(x_j, t) - \dot{g}(t)] \quad (j = 1, 2) \quad (1)$$

$F_{e3}, F_{e4}$  为车下设备两吊挂点作用在车体上的力,求解公式为

$$F_{ej} = -k_e[z(x_j, t) - z_e] - c_e[\dot{z}(x_j, t) - \dot{z}_e] \quad (j = 3, 4) \quad (2)$$

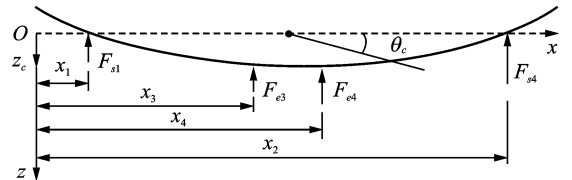
其中:  $g(t)$  为转向架作用于空气弹簧的位移;  $k_s, c_s$

分别为空气弹簧刚度以及阻尼;  $k_e, c_e$  为设备弹性联接的刚度和阻尼;  $x_j$  为位置坐标,  $j = 1, 2, 3, 4$ ;  $t$  为时间变量;  $z(x, t)$  为弹性位移;  $z_e$  为浮沉位移。



(a) 车体和设备耦合情况

(a) Vehicle body and equipment coupling



(b) 车体受力

(b) Car body load

图 2 弹性车体和设备垂向刚柔耦合力学模型

Fig. 2 Vertical rigid-flexible coupling dynamic model of flexible carbody and equipment

根据弹性体振动理论,车体振动偏微分方程<sup>[13]</sup>可写为

$$EI \frac{\partial^4 z(x, t)}{\partial x^4} + \mu I \frac{\partial^5 z(x, t)}{\partial t \partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 z(x, t)}{\partial t^2} = \sum_{j=1}^2 F_{sj} \delta(x - x_j) + \sum_{j=3}^4 F_{ej} \delta(x - x_j) \quad (3)$$

其中:  $E$  为车体弹性模量;  $I$  为截面惯性矩;  $\mu$  为内滞阻尼系数;  $\rho$  为材料密度;  $A$  为截面面积;  $\delta$  为狄拉克函数。

通常应用分离变量法求解式(3),设车体的第  $i$  阶振型函数和模态坐标分别为  $Y_i(x)$  和  $q_i(t)$ 。如果车体位移  $z(x, t)$  考虑了刚体运动模态,则第 1 阶模态应为浮沉模态,对应的振型函数为

$$Y_1(x) = 1$$

第 2 阶模态为点头模态,对应的振型函数为

$$Y_2(x) = x - L/2$$

其中:  $L$  为车体长度。

因此,考虑刚体和弹性运动的车体  $n$  阶模态运动位移可表示为

$$z(x, t) = z_c(t) + (x - L/2)\theta_c(t) + \sum_{j=3}^n Y_j(x)q_j(t) \quad (4)$$

其中:  $z_c(t), \theta_c(t)$  为车体的浮沉和点头模态位移。

将式(4)代入式(3)并沿车体长度方向进行积

分,同时考虑振型函数的正交性和狄拉克函数性质,可得车体各阶模态的运动方程为

$$\begin{cases} \ddot{q}_i(t) + 2\xi_i\omega_i\dot{q}_i(t) = \\ \sum_{j=1}^2 \frac{Y_i(x_j)}{M_c} F_{sj} + \sum_{j=3}^4 \frac{Y_i(x_j)}{M_c} F_{ej} \\ M_c \ddot{z}_c(t) = \sum_{j=1}^2 F_{sj} + \sum_{j=3}^4 F_{ej} I_c \ddot{\theta}_c(t) = \\ \sum_{j=1}^2 F_{sj}(x-L/2) + \sum_{j=3}^4 F_{ej}(x-L/2) \end{cases} \quad (5)$$

其中: $\omega_i$ 为弹性车体模态频率; $\xi_i$ 为结构阻尼比; $i=3,4,5,\dots,n$ ;  $M_c$ 为车体质量; $I_c$ 为点头惯性矩。

同理,设备的浮沉位移 $z_e$ 和点头位移 $\theta_e$ 为

$$\begin{cases} m_e \ddot{z}_e = \sum_{j=3}^4 F_{ej} \\ I_e \ddot{\theta}_e = \sum_{j=3}^4 F_{ej} [x_i - (x_3 + x_4)/2] \end{cases} \quad (6)$$

其中: $m_e$ 为车下设备的质量; $I_e$ 为车下设备的惯性矩; $i=3,4,5,\dots,n$ 。

## 3 动力学仿真

### 3.1 模型简介

设备舱底板的振动主要是弹性车体和车下设备的耦合振动传递而来,因此用 SIMPACK 软件建立高速动车组动力学模型。模型考虑车体柔性、底板柔性以及悬挂非线性和轮轨非线性,车下设备采用刚性建模,车下设备和车体的连接采用弹性连接,和实际情况相同。在软件中可以通过导入车体和设备舱底板的模态信息,建立车辆系统刚柔耦合动力学模型。模型考虑了车体和设备舱底板的模态信息,所以更加接近实际情况,结果也更加准确。

柔性体的生成过程先将有限元单元凝聚为一个超单元。凝聚过程可以通过设置一系列主自由度来完成。根据车体和底板的实际约束状态,在一系悬挂、二系悬挂和减振器等位置,通过约束自由度的方法与相应的控制节点耦合到一起。将这些位置处的控制节点作为主自由度,车体和设备舱底板的主节点通过手动选取的方式获得,该主节点均匀分布,能够反映结构的轮廓。通过有限元软件子结构分析获得子结构文件。刚柔耦合系统动力学模型的建立过程如图 3 所示。首先,选取弹性体的主节点和模态计算;然后,建立车辆系统多刚体动力学模型;最后,将车辆的某组成部分的刚性体用弹性体进行替代,

生成相关的节点和力元,就可以得到最终的刚柔耦合系统动力学模型。

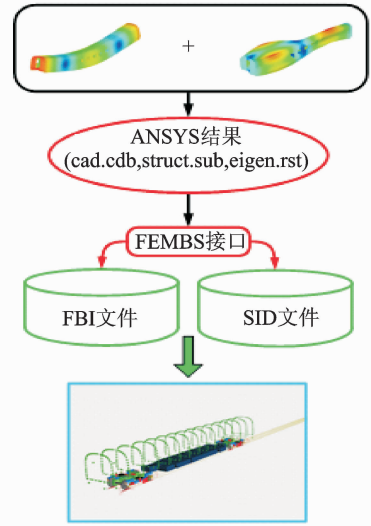


图 3 刚柔耦合模型建立流程图

Fig. 3 The flow diagram of the rigid-flexible coupling model

动车的车辆系统动力学模型是由 1 个弹性车体(包含内部设备)、2 个构架、4 个轮对及 8 个转臂等共 14 个刚体以及 1 个弹性体底板组成。车体中间吊挂质量最大的牵引变压器采用刚体建模。构架取 6 个自由度,即纵向、横向、垂向、侧滚、摇头和点头。轮对取 6 个自由度,即纵向、横向、垂向、侧滚、点头和摇头(其中轮对垂向和侧滚运动是非独立运动)。轴箱为 1 个自由度,即点头。整个系统包含 42 个刚体自由度以及若干个弹性自由度。系统的动力学方程<sup>[13]</sup>为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{f}(\ddot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t) + \mathbf{G}\mathbf{e} \quad (7)$$

其中: $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$ 分别为系统的质量矩阵,阻尼矩阵和刚度矩阵; $\mathbf{f}(\ddot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t)$ 为非线性力元; $\mathbf{G}$ 为轨道输入的分布矩阵; $\mathbf{e}$ 为轨道不平顺。

最终的刚柔耦合动力学模型如图 4 所示。

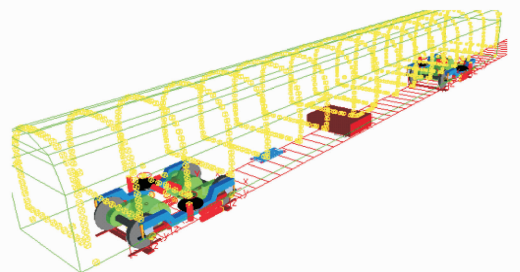


图 4 刚柔耦合动力学模型

Fig. 4 The rigid-flexible coupling model

### 3.2 仿真结果

轨道不平顺是引起车辆系统振动的主要因素,轨道不平顺样本的特性对车辆系统振动起决定性作用。本研究的轨道激励采用 50% 的武广谱,考察在不同运行速度下的底板振动情况。速度等级分别选取为 150,200,250,300 和 350 km/h。

提取底板某一个测点位置的加速度,其速度等级和振动大小的关系如图 5 所示。该点的横向振动趋势随着速度的增大而增大,当车速为 150 km/h 时的幅值最小,车速为 350 km/h 时的幅值最大。该测点的纵向和垂向加速度幅值在 250 km/h 时比 300 km/h 时的大,在 250 km/h 出现一个峰值。如图 6 所示,对比该测点在 250 km/h 和 300 km/h 的垂向加速度频域数据可以发现,250 km/h 的 11.2 Hz 主频下的幅值达到了  $0.052 \text{ m/s}^2$ ,300 km/h 的 11.2 Hz 主频下幅值为  $0.033 \text{ m/s}^2$ 。可见,在 11.2 Hz 附近 250 km/h 的振幅要远远大于 300 km/h 的振幅。结合图 7 可见,车体的一阶垂弯频率为 11.2 Hz,说明在 250 km/h 速度时,车体的 11.2 Hz 模态被激发导致了振动加大。这一结论和文献[17-18]的研究结果是一致的。

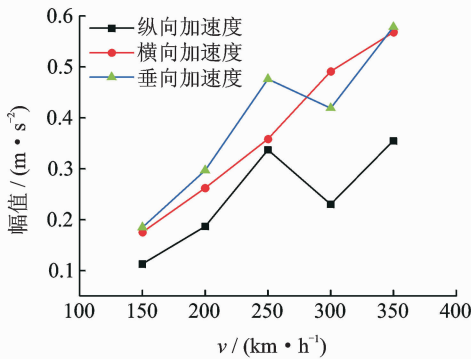


图 5 加速度幅值和速度的关系

Fig. 5 The relationship between acceleration and speed

提取 50% 武广谱轨道激励下以 300 km/h 运行时的底板振动悬挂力,根据力的平衡作用原理,底板结构本身将受到一个惯性力作用来平衡 4 个吊挂点的悬挂力,因此可以计算出悬挂力的最大值的总和,根据 Simpack 的动力学仿真结果算得力为 37.38 N。这是轨道激励产生的随机振动的最恶劣工况,然后以反力的形式加载在底板的结构中心,校核底板的结构强度。校核结果如图 8 所示。

底板整体结构的中心位置变形及应力最大,出现在加强筋板顶部边沿处,最大应力为 8.78 MPa。底板中心处的两个开孔处存在局部应力集中,最大

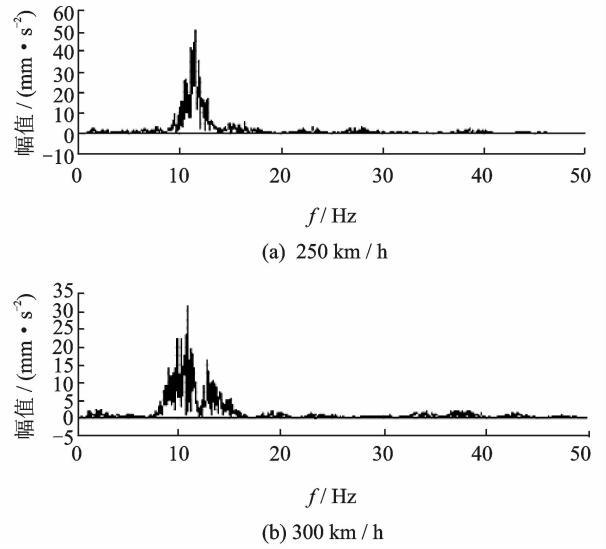


图 6 测点在 250 km/h 和 300 km/h 的频域图

Fig. 6 Frequency domain diagram of 250 km/h and 300 km/h

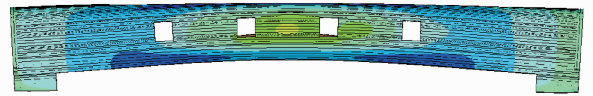
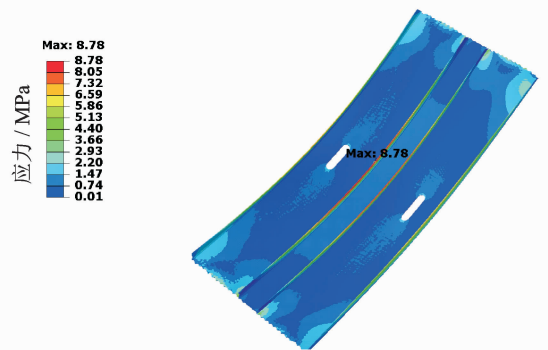


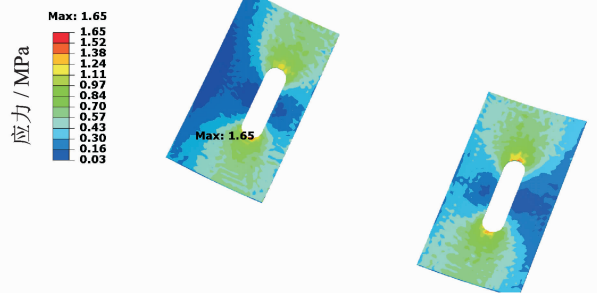
图 7 一阶垂弯频率为 11.2 Hz

Fig. 7 The first mode 11.2 Hz



(a) 整体应力分布图

(a) Overall stress distribution figures



(b) 局部应力分布图

(b) Local stress distribution figures

图 8 底板的强度分析

Fig. 8 Strength analysis of bottom plate

应力出现在孔的圆弧过渡处,应力为 1.65 MPa。整体的最大位移为 0.49 mm,孔周围最大位移为 0.46 mm。

## 4 试验验证

在西南交通大学滚动台上搭载某型号动车组车辆进行了滚动台试验。在车辆系统设备舱底板上贴片测试动应力,采集并记录不同工况下动应力数据,分析各试验工况下关键位置应力水平变化情况。设备舱底板的动应力测点如图 9 所示。



图 9 部分测点和试验图片

Fig. 9 Some measuring point and test picture

图 10 是速度为 300 km/h 时设备舱底板开孔周围某测点动应力情况,普遍小于 1.5 MPa。底板动应力的频率比较丰富,在 50 Hz 范围内有多个峰值点,但主要还是集中在 30 Hz 范围内,如图 11 所示。

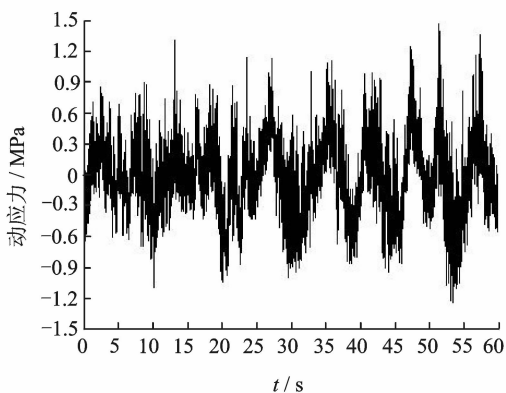


图 10 动应力时域数据

Fig. 10 Dynamic stress time domain data

从图 12 可以看出,随着速度增加,各部分动应力幅值也随之增加,在 250 km/h 左右对应的动应力变化最为明显,出现一个峰值。本测点应变片沿纵向布置,可以看出与仿真得到的纵向加速度随速度的变化规律是一致的。频率组成上也有相同的主频。

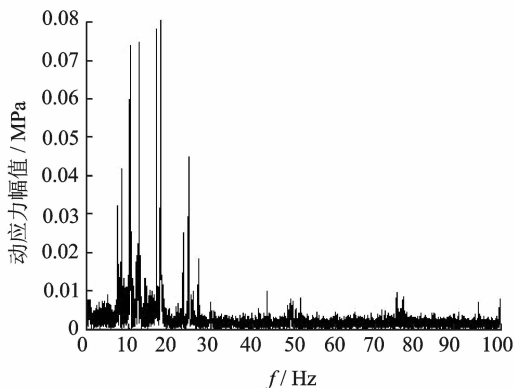


图 11 动应力频域信号

Fig. 11 Dynamic stress frequency domain data

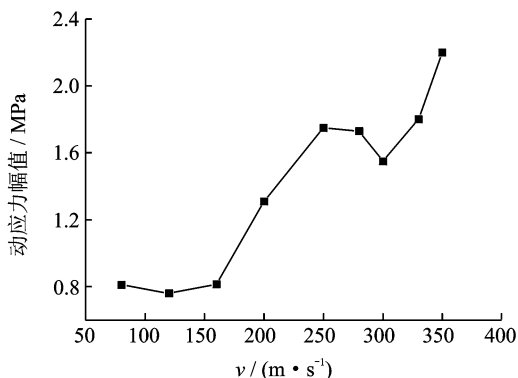


图 12 试验测得的动应力和速度的关系

Fig. 12 The relationship between dynamic stress and speed by test

可见,同一测点位置仿真模型得到的 300 km/h 时的应力大小为 1.65 MPa,这与试验测得的 1.5 MPa 比较接近,不同仿真速度下的振动和试验应力的趋势也比较吻合,仿真结果可信。

## 5 结构优化

在不改变原有结构的基础上,通过增加薄板的厚度以期降低局部应力大小。在原有模型基础上,将原有厚度 2 mm 提高至 3 mm,其他参数不变,有限元模型如图 13 所示。

首先,对比了两种结构在 200 Hz 以内约束状态下的固有模态,结果如表 2 所示。可知,3 mm 厚度的每一阶固有模态均高于 2 mm 厚度的结构模态,模态阶数越高,差异越大。这主要是由于增加了板的厚度,相当于提高板的刚度,而质量增加不大,因此固有频率提高。

其次,在轨道激扰引起的振动下进行强度校核分析和对比。分析整体结构的变形和应力分布以及

开孔处的应力分布。

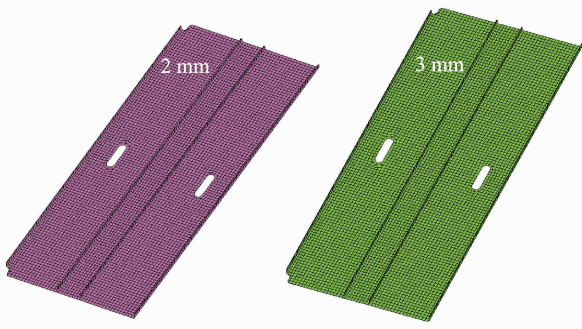


图 13 不同板厚的有限元模型

Fig. 13 Different plate thickness models

表 2 不同厚度结构约束模态对比

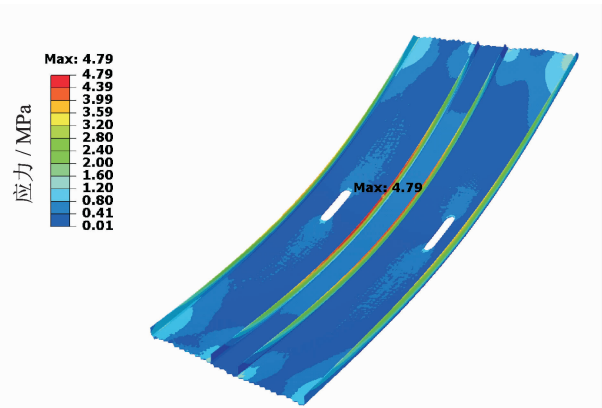
模态	2 mm 板厚	3 mm 板厚	Hz
1	39.639	43.487	
2	50.327	56.953	
3	83.776	106.55	
4	111.77	123.25	
5	121.60	142.85	
6	143.47	205.82	
7	178.67	206.12	
8	180.61	225.54	
9	190.33	238.09	

校核轨道激扰下底板的结构强度,对比两种结构的应力差异。计算底板中心载荷为 37.38 N。图 14 为 3mm 板厚的强度分析结果。对比图 8 中 2 mm 板厚的强度分析结果发现:2 mm 厚度结构的最大应力为 8.78 MPa,3 mm 厚度结构的最大应力为 4.79 MPa;2 mm 厚度结构开孔处的最大应力为 1.65 MPa,3 mm 厚度结构开孔处的最大应力为 0.95 MPa;2 mm 厚度结构的最大位移为 0.492 mm,3 mm 厚度结构的最大位移为 0.249 mm。可见,3 mm 厚度的底板整体结构变形及应力均小于 2 mm 厚度结构,应力及位移分布一致。

## 6 结 论

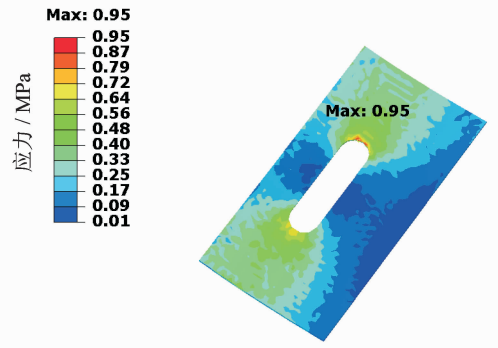
1) 在 50%武广谱的线路激励下,车辆设备舱底板的振动总体趋势是随着速度的增加而增加,但是在 250 km/h 的时候,纵向振动和动应力幅值会比 300 km/h 的时候大,这是由于弹性车体一阶垂弯模态被激发引起的。

2) 设备舱底板板厚由 2 mm 增加到 3 mm,各阶的约束模态都有所提高。在 300 km/h 的运营速度下,底板整体的最大应力由 8.78 MPa 减小到



(a) 3 mm 板厚整体应力分布图

(a) 3 mm bottom plate overall stress distribution figures



(b) 3 mm 板厚局部应力分布图

(b) 3 mm bottom plate local stress distribution figures

图 14 3 mm 板厚有限元强度分析结果

Fig. 14 3 mm bottom plate strength analysis results

4.79 MPa,开孔处的最大应力由 1.65 MPa 减小到 0.95 MPa,最大变形也由原来的 0.492 mm 变为 0.249 mm。结构强度得到了大幅度的提高。

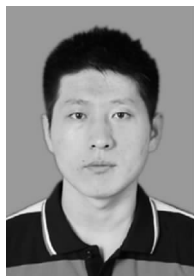
## 参 考 文 献

[1] 王晨,马卫华,罗世辉,等. 机车车辆踏面损伤机理研究[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(5):890-897.  
Wang Chen, Ma Weihua, Luo Shihui, et al. Research on the tread damage of locomotives[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(5): 890-897. (in Chinese)

[2] 李奕璠,刘建新,李忠继. 基于 Hilbert-Huang 变换的列车车轮失圆故障诊断[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(4): 734-739.  
Li Yifan, Liu Jianxin, Li Zhongji. The fault diagnosis method of railway out-of-round wheels using Hilbert-Huang transform[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(4): 734-739. (in Chinese)

[3] 宿崇,杨永勤,马纪军,等. 高速动车组设备舱支架结构抗疲劳性能研究[J]. 大连交通大学学报, 2014, 35

- (4):24-27.  
 Su Chong, Yang Yongqin, Ma Jijun, et al. Research on anti-fatigue performance of equipment cabin bracket of electric multiple units [J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2014,35 (4):24-27. (in Chinese)
- [4] Schupp G, Netter H, Mauer L, et al. Multibody system simulation of railway vehicles with SIMPACK [J]. Vehicle System Dynamics Supplement, 1999,31: 101-118.
- [5] Netter H, Schupp G, Rulka W, et al. New aspects of contact modelling and validation within multibody system simulation of railway vehicles [J]. Vehicle System Dynamics Supplement, 1998, 28:246-269.
- [6] 吴会超, 邹平波, 曾京, 等. 车下设备对车体振动的影响[J]. 交通运输工程学报, 2012, 12(5):50-56.  
 Wu Huichao, Wu Pingbo, Zeng Jing, et al. Influence of equipment under car on carbody vibration [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2012, 12(5):50-56. (in Chinese)
- [7] 吴会超, 邹平波, 吴娜, 等. 车下设备悬挂参数与车体结构之间匹配关系研究[J]. 振动与冲击, 2013, 32(3): 124-128.  
 Wu Huichao, Wu Pingbo, Wu Na, et al. Matching relations between equipment suspension parameters and a carbody structure [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013,32(3):124-128. (in Chinese)
- [8] 汪群生, 曾京, 罗光兵, 等. 车轮磨耗下车下悬吊系统振动特性研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(10):113-118.  
 Wang Qunsheng, Zeng Jing, Luo Guangbing, et al. Study on vibration behavior of carbody underneath suspended systems under wheel profile wear [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(10):113-118. (in Chinese)
- [9] 汪群生, 曾京, 魏来, 等. 车下悬吊设备不平衡振动对车体振动的影响[J]. 铁道学报, 2017, 39(2):24-31.  
 Wang Qunsheng, Zeng Jing, Wei Lai, et al. Influence of unbalanced vibration of underneath suspended system on carbody vibration [J]. Journal of The China Railway Society, 2017,39(2):24-31. (in Chinese)
- [10] 罗光兵, 曾京, 王海军. 高速客车车下设备最优悬吊刚度研究[J]. 机械科学与技术, 2015, 34(7):1089-1093.  
 Luo Guangbing, Zeng Jing, Wang Haijun. Suspension stiffness optimization of underframe equipments in high-speed passenger car [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2015, 34(7): 1089-1093. (in Chinese)
- [11] 罗光兵, 曾京, 罗仁. 车下设备悬吊方式对车体振动的影响[J]. 铁道学报, 2015, 37(5):9-14.  
 Luo Guangbing, Zeng Jing, Luo Ren. The influence of underframe equipment suspended types on carbody vibration [J]. Journal of The China Railway Society, 2015,37(5):9-14. (in Chinese)
- [12] 石怀龙, 罗仁, 邹平波, 等. 基于动力吸振原理的动车组车下设备悬挂参数设计[J]. 机械工程学报, 2014, 50(14):155-161.  
 Shi Huailong, Luo Ren, Wu Pingbo, et al. Suspension parameters designing of equipment for electric multiple units based on dynamic vibration absorber theory [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(14):155-161. (in Chinese)
- [13] 石怀龙, 邹平波, 罗仁. 高速动车组弹性车体和设备耦合振动特性[J]. 西南交通大学学报, 2014, 49(4): 693-699.  
 Shi Huailong, Wu Pingbo, Luo Ren. Coupled vibration characteristics of flexible car body and equipment of EMU [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2014, 49(4):693-699. (in Chinese)
- [14] Bruni S, Vinolas L, Berg M, et al. Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context [J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(7): 1021-1072.
- [15] 王文静, 惠晓龙, 马纪军. 高速列车设备舱支架疲劳裂纹机理研究[J]. 机械工程学报, 2015, 51(6):142-147.  
 Wang Wenjing, Hui Xiaolong, Ma Jijun. Fatigue crack mechanism research on high speed train equipment cabin frame [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(6):142-147. (in Chinese)
- [16] 牛纪强, 梁习锋, 周丹, 等. 动车组过隧道时设备舱气动效应模型试验[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2016, 50(7):1258-1265.  
 Niu Jiqiang, Liang Xifeng, Zhou Dan, et al. Equipment cabin aerodynamic performance of electric multiple unit going through tunnel by dynamic model test [J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2016,50(7):1258-1265. (in Chinese)
- [17] 罗光兵. 高速列车车体及车下设备耦合振动研究[D]. 成都:西南交通大学, 2014.
- [18] 石怀龙. 铁道车辆刚柔耦合系统振动研究[D]. 成都:西南交通大学, 2016.



**第一作者简介:**张富兵,男,1985年7月生,博士生。主要研究方向为车辆系统动力学和有限元强度分析。曾发表《地铁车辆轮对安全吊的振动疲劳特性研究》《《机械强度》2018年第40卷第4期》等论文。

E-mail:454680127@qq.com

**通信作者简介:**刘潮涛,男,1988年10月生,博士生。主要研究方向为结构强度。

E-mail:liuchaotao@live.cn

