

文章编号: 1005-0523(2019)06-0007-06

城际列车车下变压器弹性吊挂刚度设计

李哲豪, 周劲松, 刘国漪

(同济大学铁道与城市轨道交通研究院, 上海 201804)

摘要:对某城际列车车下变压器弹性吊挂的刚度(吊挂刚度)进行设计,在设计过程中,先根据隔振理论确定车下吊挂变压器系统的固有频率(吊挂频率)范围,再依据吊挂频率范围,确定吊挂刚度设计范围,将不同吊挂刚度依次建入模型,对比分析变压器激励下车体地板的频率响应特性及空气弹簧激励下车体的运行舒适度,依据对比分析结果,确定吊挂系统的最优吊挂频率为5 Hz,采用该弹性吊挂的车辆与采用刚性吊挂方式的车辆相比,车体地板垂向振动加速度大幅衰减,并且车辆运行舒适度也明显提高,这表明所采用的设计方法正确。

关键词:城际列车;吊挂刚度设计;隔振理论;频率响应;运行舒适度

中图分类号:U270.1 文献标志码:A

DOI:10.16749/j.cnki.jecjtu.2019.06.002

随着我国城市化进程的不断推进,高时速的城际列车逐渐成为主要的城际交通工具,接踵而来的列车振动问题也引起了越来越广泛的关注,变压器、蓄电池等设备往往直接吊挂在车体客室下,这些设备有些可重达数吨,自身还具有振动激励,为了隔振,通常选择将吊挂设备运用弹性元件吊挂在车体下,如果采用不适当的吊挂方式,将会导致车下设备局部共振,这直接影响了列车运行的可靠性和舒适性。为了减小车下吊挂设备对客室内振动噪声的激励,也为了提高车辆运行的舒适性,对车下设备弹性吊挂刚度的设计十分必要^[1-2]。

本文以国内某型号城际列车为研究对象,构建了该列车的精细化有限元模型以及刚柔耦合动力学模型,以车辆模态参数为匹配依据,设计了车下变压器吊挂刚度的范围,然后根据频率响应特性和基于ISO 2631-4的舒适度计算结果,确定了车下变压器吊挂的最佳刚度,同时验证了该吊挂刚度设计的合理性。

1 车下变压器弹性吊挂刚度设计

1.1 城际列车车体有限元模型建立

将某城际列车三维模型导入有限元分析软件进行网格划分有限元建模时,车体采用四节点的板单元进行离散,并根据车体实际厚度进行设置。由于车下设备本身刚度很大,故采用刚性RBE3单元及MASS质量点进行模拟,质量点位置与设备实际重心位置一致。在车下设备与车体有限元模型连接时,变压器分别采用了刚性吊挂和弹性吊挂两种吊挂方式,变压器质量为2 950 kg。其余设备采用刚性吊挂的吊挂方式。刚性吊挂时,使用RBE2单元来连接车体上的吊挂位置及设备的吊挂点,弹性吊挂时,则使用具有三向刚度的CBUSH单元来进行连接。最终,整车共划分786 376个单元,647 813个节点。最终得到整车有限元模型如图1所示。

1.2 城际列车车体整备状态模态

为确定吊挂系统的频率范围,需了解车体整备状态模态,对所建立的有限元模型进行不包括吊挂变压器的整备状态下车体的模态计算,得到车体的前5阶弹性模态计算结果如表1所示。

收稿日期:2019-05-04

基金项目:“十二五”国家科技支撑计划项目(2015BAG19B02)

作者简介:李哲豪(1996—),男,硕士研究生,研究方向为轨道车辆噪声与振动控制。

通讯作者:周劲松(1969—),男,教授,博士,博士生导师,研究方向为机车车辆动力学与控制。

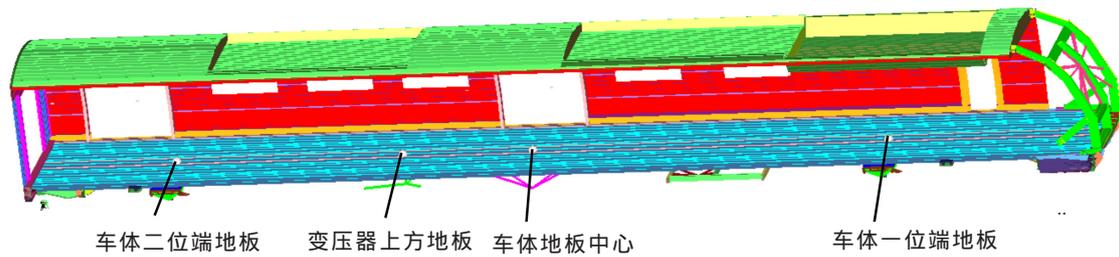


图1 城际列车整备状态有限元模型

Fig.1 The finite element model of the ready state of intercity train

表1 车体模态计算结果

Tab.1 Modal calculation results of body work

阶数	频率/Hz	振型
1	8.476	一阶菱形
2	9.854	一阶垂弯
3	11.337	一阶扭转
4	12.315	二阶垂弯
5	12.639	一阶扭转

1.3 依据隔振理论设计吊挂变压器系统的固有频率范围

根据铁道车辆下吊设备的振动特性,将车体至下吊设备的振动传递设计为消极隔振,设备至车体的振动传递设计为积极隔振。

根据消极隔振设计基本理论可知,不论阻尼比多大,只有当车体模态频率与吊挂频率的比值大于 $\sqrt{2}$ 时,位移传递率或者动力传递系数才小于1。如果只能将该频率比值设计在小于 $\sqrt{2}$ 的区域内,则应使其值小于 $0.4^{[3-4]}$ 。

下吊变压器位于车体二位端,二阶垂弯对于车体二位端地板垂向振动的贡献最大,因此车体下吊变压器垂向激励源为0~2 Hz的刚体振动和12.315 Hz的二阶垂弯,以此为基本参数设计吊挂频率,则根据隔振理论可得

$$\omega_n \leq \frac{\omega_1}{\sqrt{2}} \approx 9 \text{ Hz} \quad (1)$$

$$\omega_n \geq \frac{\omega_2}{0.4} \approx 5 \text{ Hz} \quad (2)$$

式中: ω_n 为吊挂变压器系统的固有频率; ω_1 为12.315 Hz; ω_2 为2 Hz。

因此,对于消极隔振而言,吊挂频率最好设置在5~9 Hz之间。

1.4 各吊挂频率下隔振元件刚度方案

弹性吊挂的隔振元件材料选用天然橡胶,天然橡胶的阻尼比通常介于0.05~0.15之间,同时,橡胶阻尼比不能过大,因为过大的阻尼比会导致橡胶发热,加速老化,故在后续计算分析中隔振元件的阻尼比取0.06。而天然橡胶的动静刚度比会随受力方式(拉压、剪切)、振动幅值、振动圆频率、温度等发生改变,通常介于1.2~1.8之间,往往难以获得准确数值,故在后续计算分析中假设隔振元件的动静刚度比为1.4^[5]。变压器吊挂点数量为4个,由于变压器重心存在偏心情况,基于力矩平衡原理,及变压器整平要求,分别设计了吊挂频率为5~9 Hz时各吊点隔振元件的垂向动刚度,如表2所示,根据橡胶楔形减振器的特性:吊挂横向动刚度为垂向动刚度的0.5倍,纵向动刚度与垂向动刚度相等。

表2 各吊挂频率下隔振元件垂向动刚度
Tab.2 Vertical dynamic stiffness of vibration isolation component under each suspension frequency N/mm

吊挂频率/Hz	吊点 1	吊点 2	吊点 3	吊点 4
5	740	730	725	715
6	1 070	1 055	1 045	1 025
7	1 455	1 435	1 420	1 400
8	1 900	1 875	1 855	1 825
9	2 410	2 370	2 345	2 310

2 变压器激励下车体频率响应分析

2.1 变压器振动测试

为了得到车体变压器处的激励,评判不同吊挂频率下车体频率响应特性,为吊挂刚度选择提供合理依据,本节对某城际列车变压器在工作状况下的振动数据进行了测试采集,根据后续计算需要,在测试变压器的垂向布置了加速度传感器,设备测点布置如图2所示,采样频率为2 000 Hz。

从所测得的振动时域信号中截取一段20 s的信号,进行傅立叶变换,加汉宁窗,幅值修正因子为2,得到变压器的幅值谱如图3所示,图中仅列出了80 Hz以内的变压器振动幅值谱特征。由图可看出变压器的振动主频为48.4 Hz。



图2 变压器测点位置

Fig.2 The measuring point position of transformer

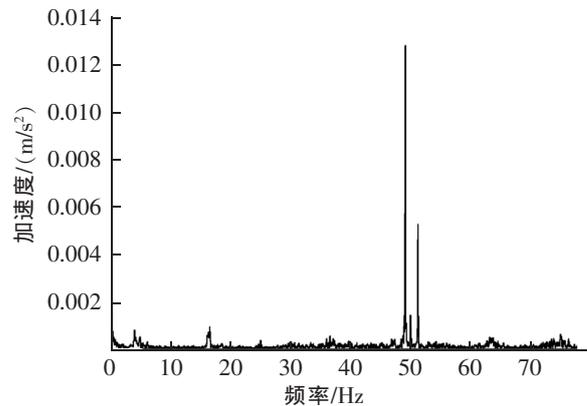


图3 变压器频域振动特性

Fig.3 The vibration characteristics of transformer in frequency domain

2.2 车体地板频响计算结果及分析

在变压器质心处加载上一节中计算得到的垂向加速度激励,使用模态法求频响,计算0.1~80 Hz的频响,选取变压器上方地板响应点考察车体的振动特性。根据GB/T 13442的规定,对于垂向振动,人体的最敏感频率范围为4~8 Hz,另外,由前一节的计算结果可知,变压器的振动主频为48.4 Hz,故分析变压器上方地板在上述频率范围附近的频响计算结果,得到不同吊挂频率下频响曲线对比如图4(a),图4(b)所示,根据频响曲线对比图可知,随着吊挂频率的升高,频响曲线在3.9,4.8 Hz以及48.4 Hz处的峰值不断升高,从人体的振动敏感频率范围以及隔离变压器主频振动这两个角度考虑,3.9,4.8 Hz以及48.4 Hz处的峰值应越低越好,故吊挂频率5 Hz时最优。

对比吊挂频率为5 Hz时的弹性吊挂和刚性吊挂时的频响曲线如图5(a),图5(b)所示,根据频响曲线对比图可知,吊挂频率为5 Hz时的弹性吊挂相对于刚性吊挂大幅削减了4~8 Hz频率范围内以及48.4 Hz处地板的垂向振动加速度,有效的隔离了变压器对车体的动力作用,积极隔振效果良好。

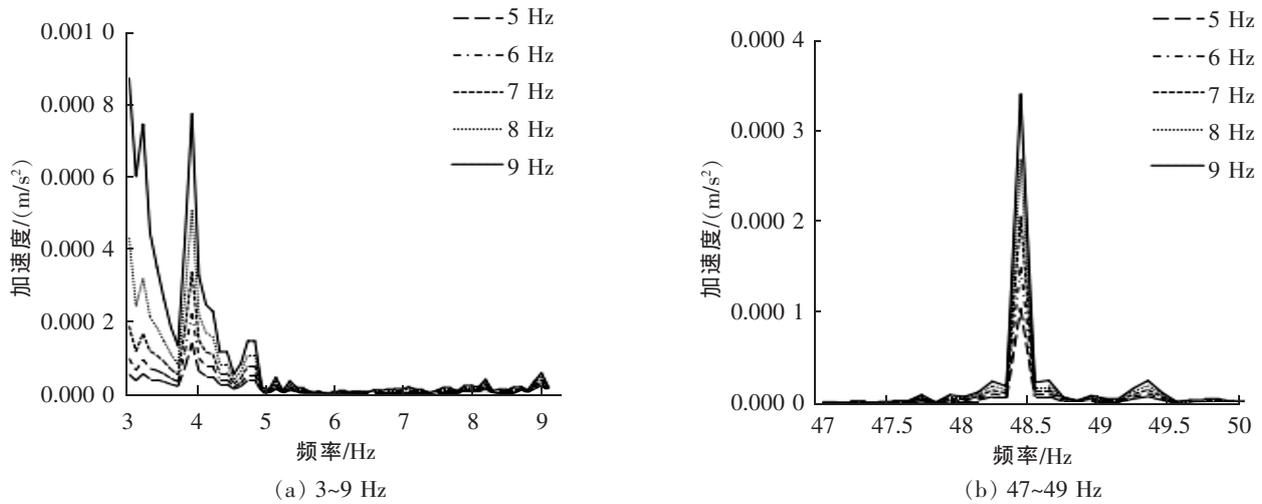


图4 不同吊挂频率下频响曲线对比

Fig.4 Comparison of frequency response curves under different suspension frequencies

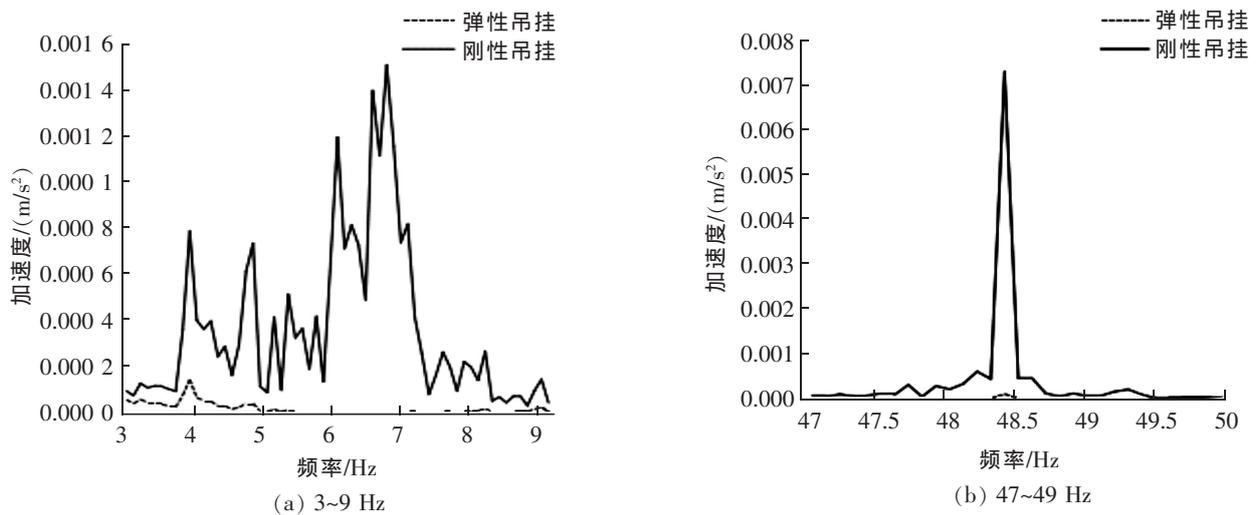


图5 刚性和弹性吊挂下频响曲线对比

Fig.5 Comparison of frequency response curves between rigid and elastic suspension

3 空气弹簧激励下车辆运行舒适度分析

3.1 空气弹簧振动激励仿真计算

为了得到车体4个空气弹簧位置处的激励,评判不同吊挂频率下列车运行的舒适度,为吊挂刚度设计提供合理依据,本节建立了整备状态下(变压器采用刚性吊挂)车体的刚柔耦合动力学模型,如图6所示。

为对弹性车体建立动力学模型,首先对有限元模型进行缩聚计算,得到包含车体结构以及模态信息的标准输出文件,然后将标准输出文件调入至动力学软件中,本研究中,缩聚主自由度节点数共计76个,与车体相比,转向架、轴箱及轮对等由于其弹性变形相对较小,仍考虑为刚性。在模型中考虑了以下的非线性因素:二系横向弹性止档的递增刚度特性、轮轨接触非线性几何特性、非线性蠕滑力和蠕滑力矩、二系减振器的非线性特性。缩聚计算前后车体前5阶弹性模态对比如表3所示,从结果中可以看出,缩聚前后结果差异不大,最大相差6.24%,说明缩聚计算准确性高,能够满足车辆刚柔耦合模型的搭建。

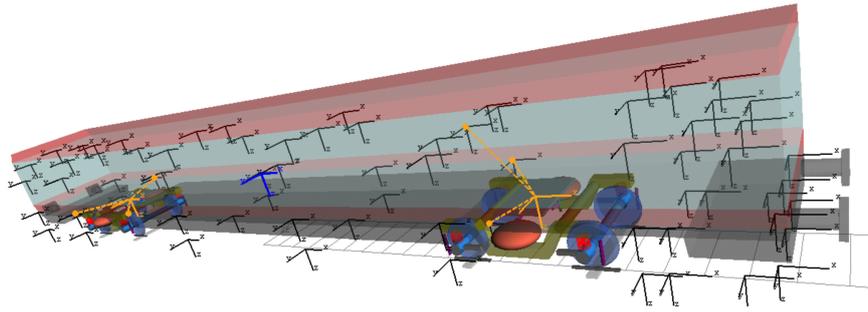


图 6 城际列车整备状态刚柔耦合模型

Fig.6 The rigid-flexible coupling model of the ready state of intercity train

表 3 主要低阶弹性模态对比

Tab.3 Comparison of main low-order elastic modal

振型	有限元模型频率/Hz	缩聚后频率/Hz	误差/%
一阶菱形	8.455	7.927 2	6.24
车体一位端垂弯	8.887	8.631 2	2.88
车体二位端垂弯	9.842	9.771 5	0.72
一阶扭转	11.191	10.904 9	2.56
二阶呼吸	11.848	11.796 4	0.44

车辆运行时受到轨道不平顺等激励,激励力通过空气弹簧处传递至车体。设置美国五级谱作为轨道不平顺激励,车辆的仿真速度为 140 km/h,输出空气弹簧处所受的三向激励力。

3.2 车辆运行舒适度分析

车体振动舒适度根据国际标准 ISO 2631-4 进行计算评判,其判断标准如表 4 所示^[6]。

在 4 个空气弹簧处加载上一节中计算得到的三向激励力,使用模态法求频响,计算 0.1~80 Hz 的频响^[7],选取车体一位端地板、二位端地板、中心地板、变压器上方地板这 4 个点考察车体的振动舒适性。

根据车体各响应点的频率响应的仿真计算结果,计算设备在刚性吊挂下和不同吊挂刚度的弹性吊挂下,各响应点的计权均方根振动加速度总量,结果见表 5。

分析整表计算结果可知,该城际列车运行情况良好,在各吊挂方案下,4 个响应点振动加速度总量均处于较低水平,除车体二位端地板响应点外,其它响应点均无不舒适情况出现。相对而言,在 4 个响应点中,车体二位端地板的振动最为剧烈,究其原因,是因为质量较大的变压器吊挂在车体二位端,进而导致列车运行过程中,吊挂变压器的刚性振动向车体二位端地板传递了较大的振动能量。

对比分析各弹性吊挂方案下的计算结果可知,吊挂频率选用 5 Hz 时车辆运行舒适度最佳。对比吊挂频率为 5 Hz 时的弹性吊挂和刚性吊挂时的计算结果可知,吊挂频率为 5 Hz 时的弹性吊挂相对于刚性吊挂有效的削减了车辆运行时地板上各测点的计权均方根振动加速度总量,提高了车辆运行的舒适度。

表 4 振动加速度总量与主观感觉的关系

Tab.4 The relationship between the total amount of vibration acceleration and the subjective feeling

加速度振动总量/(m/s ²)	主观感觉
<0.315	没有不舒适
0.315~0.63	稍有不舒适
0.5~1.0	比较不舒适
0.8~1.6	不舒适
1.25~2.5	非常不舒适
>2	极不舒适

表5 各响应点的振动加速度总量
Tab.5 Total amount of vibration acceleration at each response point

响应点位置	刚性吊挂	弹性吊挂 5 Hz	弹性吊挂 6 Hz	弹性吊挂 7 Hz	弹性吊挂 8 Hz	弹性吊挂 9 Hz
变压器上方地板	0.243 6	0.237 2	0.237 9	0.238 8	0.240 0	0.241 0
车体一位端地板	0.226 1	0.225 3	0.225 6	0.225 3	0.225 4	0.225 5
车体二位端地板	0.343 2	0.336 5	0.336 7	0.337 8	0.338 9	0.339 8
车体地板中心	0.203 5	0.198 0	0.198 5	0.199 2	0.200 0	0.200 8

4 结论

1) 综合变压器激励下车体频率响应分析结果和空气弹簧激励下车辆运行舒适度的分析结果可知,吊挂频率为 5 Hz 时,即吊点 1~4 的垂向动刚度分别为 740,730,725,715 N/mm 时的吊挂方案最优。

2) 相对于刚性吊挂而言,所设计的弹性吊挂方案,可以有效的隔离激励源变压器对车体的动力作用,并削减车辆运行时地板上各测点的计权均方根振动加速度总量。

参考文献:

- [1] 宫岛,周劲松,孙文静,等. 高速列车车下设备模态匹配研究[J]. 振动与冲击,2014,33(8):180-185.
- [2] 宫岛,周劲松,孙文静,等. 高速列车车下设备模态匹配及试验研究[J]. 铁道学报,2014,36(10):13-20.
- [3] 王磊,周劲松,孙煜,等. 高速列车车下设备减振设计研究[J]. 机电一体化,2017,23(1):16-21.
- [4] 邓海,宫岛,周劲松,等. 高速列车车体下吊设备隔振设计及试验研究[J]. 城市轨道交通研究,2015,18(2):44-48.
- [5] 孙玮光,石芳,刘晓雪. 动车组车下吊装设备用橡胶减振器的研制[J]. 大连交通大学学报,2018,39(3):39-44.
- [6] 曹天培,鲁寨军,钟睦,等. 客车振动舒适性评价方法在瞬变风环境下的应用[J]. 铁道科学与工程学报,2019,16(2):487-493.
- [7] 曾要争. 车下设备激励对车体模态匹配的影响[J]. 机车电传动,2019(1):109-113.

Stiffness Design of Elastic Suspension for Transformer under the Intercity Train

Li Zhehao, Zhou Jinsong, Liu Guoyi

(Institute of Railway and Urban Mass Transit, Tongji University, Shanghai 201905, China)

Abstract: By designing the stiffness of elastic suspension for the transformer under an intercity train, the natural frequency range of the transformer system (suspension frequency) based on the vibration isolation theory was determined during the design process. Then, the design scope of suspension stiffness was obtained according to the suspension frequency range and different suspension stiffness was established. The frequency response characteristics of bodywork floor under transformer excitation and the running comfort of the vehicle under air spring excitation were analyzed and compared. According to the results of comparative analysis, the optimal suspension frequency of the suspension system was 5 Hz. By comparing the vehicle using this elastic suspension with the vehicle using rigid suspension, the vertical vibration acceleration of the bodywork floor was greatly attenuated and the running comfort of the vehicle was obviously improved, which indicated that the design method adopted was correct.

Key words: intercity train; design of suspension stiffness; vibration isolation theory; frequency response; running comfort