

# 考虑转向架影响的重载货车车厢模态特性\*

王 婧<sup>1</sup>, 张琪昌<sup>1</sup>, 于跃斌<sup>2</sup>, 吕大力<sup>2</sup>, 靳 刚<sup>1</sup>, 赵 峰<sup>1</sup>

(1. 天津大学天津市非线性动力学与混沌控制重点实验室 天津, 300072)

(2. 齐齐哈尔轨道交通装备有限责任公司 齐齐哈尔, 161002)

**摘要** 为深入研究转向架对重载货车动力学特性的影响,以某空车工况的 40t 轴重矿石车为研究对象,在实车装配模型的基础上建立了整车及车厢的力学仿真模型,并应用有限元法对二者进行了模态分析。对实际车辆进行了模态实验研究,通过计算结果及实验结果的对比,从刚体振型及弹性体振型两个方面考察了转向架对重载货车车厢模态特性的影响。研究表明,转向架的质量、刚度及边界条件均会对模态计算结果产生影响,整车模型能更精确地描述实车的模态特性。

**关键词** 结构振动; 模态分析; 模态实验; 有限元分析; ANSYS 软件; 铁路重载货车

**中图分类号** U272.2

## 引 言

重载快捷运输是世界铁路发展的一大趋势,铁路的客、货运能力很大程度上决定着国民经济和社会的发展水平。为实现铁路重载快捷运输的跨越式发展,需要不断提高货车车辆的设计研发和制造技术水平。其中,结合车辆的动力学特性进行车体结构的设计及优化是亟待解决的核心问题<sup>[1]</sup>,而开展模态计算是进行动力学优化设计的重要前提。

模态分析是动力学设计及优化的基础,国内外学者在相关领域进行了较为深入的研究。张大钧等<sup>[2]</sup>采用随机冲击激振方法和分区激振测试技术对北京型内燃机车车体进行了实验模态分析。有限元模拟方面,汤礼鹏等<sup>[3]</sup>用非线性接触单元模拟心盘、旁承与车体的连接形式,以梁单元和弹簧单元模拟承载。郭志全等<sup>[4]</sup>通过弹簧阻尼单元及节点耦合的方式将车体和转向架连结为一体。王卉子<sup>[5]</sup>用集中力表示转向架对车体的作用,但并没有考虑旁承对车体的支撑影响。文献[6-8]将转向架构架强度与疲劳计算相结合进行分析,然而涉及车体与转向架的结合研究较少。文献[9]的车辆模型中省略了转向架,用刚性处理替代基本连接区,计算结果与实际情况误差较大。常宁等<sup>[10-12]</sup>用梁单元和弹簧单元模拟承载方式。以上方法在计算时均为针对车厢模型

的计算,并未建立完整的整车(包括车厢、转向架及轮对)模型,因此无法真实地反应出车体与转向架之间的动态特性<sup>[13]</sup>,使得计算精度难以保证<sup>[14]</sup>。

随着铁路运输的快捷化发展,重载列车的结构更趋于复杂。在转向架和车体组成的多自由度耦合动力系统中,转向架对车体结构的影响无法忽略<sup>[15-18]</sup>。在铁路工程计算中,大多采用分别计算车体和转向架的模态,并据此进行动力学设计的方法。笔者以某型 40t 轴重矿石车为研究对象,将整车、车厢模型的有限元计算结果与实验结果进行对比分析,讨论转向架对车辆模态的影响,对提高计算精度及复杂结构重载货车的动力学设计有着重要的参考及借鉴意义。

## 1 车辆模型的动力学模态计算分析

### 1.1 有限元模型的建立

笔者以某型 40t 轴重矿石车实车装配图纸为依据,根据车体结构、装配和约束特点,将车辆的装配模型转化为力学模型,精简掉对整车的应力分布和力学特性影响较小的构件,建立了车辆结构的动力学有限元模型,并以此为基础进行了车辆系统的模态分析。

在 Hypermesh 中对车厢和转向架两个模型进

\* 天津市自然科学基金重点资助项目(12JCZDJC28000)  
收稿日期:2014-06-09;修回日期:2014-10-31

行组装,在磨耗板与斜楔间建立可滑动接触以模拟侧架对摇枕的作用,二系减振通过轴向8根弹簧(总轴向刚度为9 612N/mm)和横向2根弹簧(总横向刚度为6 489N/mm)来模拟。一系减振的橡胶块以实体单元划分,采用 Link8 单元模拟底架与底板的连接,并对交界面添加接触边界条件。将旁承部位的约束等效为垂向弹簧,释放心盘部位绕垂向轴的旋转自由度。车体采用 Shell63 单元模拟,赋予不同的实常数表征不同厚度的车体构造板材。图1为整车的有限元模型,约束后轮与铁轨接触部分的所有自由度,前车轮约束除纵向位移外的其余自由度,单元数为159 154。图2为车厢的有限元模型,该模型心盘部分除绕垂向轴的旋转自由度外,固定约束其余自由度,并考虑旁承对车厢的垂向支撑作用<sup>[19]</sup>(总支撑刚度为8 800N/mm),单元数为72 915。各部分材料参数如表1所示。

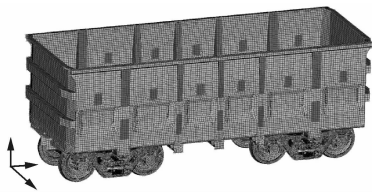


图1 整车有限元模型

Fig.1 Finite element model of vehicle

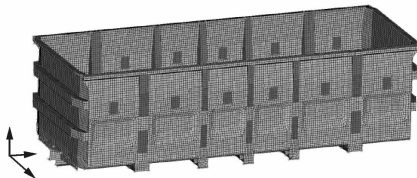


图2 车厢有限元模型

Fig.2 Finite element model of carriage

表1 各部分材料参数  
Tab.1 The material parameter

部件	弹性模量/ kPa	泊松比	密度/ (kg·mm <sup>-3</sup> )	单元 类型
摇枕、侧架	1.75×10 <sup>8</sup>	0.3	7.85×10 <sup>-6</sup>	Solid45
轮对	2.06×10 <sup>8</sup>	0.3	7.85×10 <sup>-6</sup>	Solid45
一系减振	2.1×10 <sup>8</sup>	0.3	7.85×10 <sup>-6</sup>	Solid45
二系减振	2.1×10 <sup>8</sup>	0.3	7.85×10 <sup>-6</sup>	Combin14
车体	1.75×10 <sup>8</sup>	0.3	7.85×10 <sup>-6</sup>	Shell63
底架	2.06×10 <sup>8</sup>	0.3	7.85×10 <sup>-6</sup>	Shell63
焊接点	2.06×10 <sup>8</sup>	0.3	7.85×10 <sup>-6</sup>	Link8
冲击座、 上心盘	1.75×10 <sup>8</sup>	0.3	7.85×10 <sup>-6</sup>	Solid45

1.2 模态计算结果

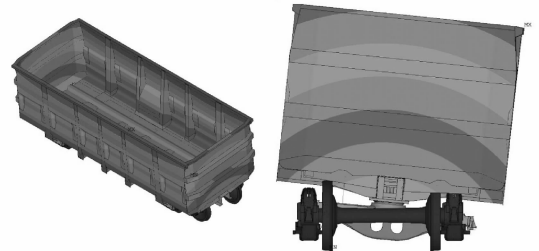
车厢模型进行模态分析,得到了前10阶固有频率及振型,如表2所示。由于重点关注车厢的模态,因此在计算及实验结果中略去了转向架的局部模态。

表2 模态计算结果

Tab.2 The results of modal calculation

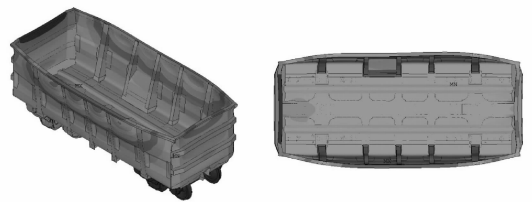
阶数	振型	整车模型 频率/Hz	车厢模型 频率/Hz
1	刚体-车体绕纵向轴转动	4.272	13.819
2	刚体-车体绕垂向轴转动	5.987	—
3	沿纵向中心轴扭转	11.427	15.095
4	侧墙1阶反向弯曲	22.400	19.923
5	侧墙2阶反向弯曲	29.595	25.304
6	侧墙1阶同向弯曲	28.271	32.299
7	侧墙2阶同向弯曲	36.470	40.063
8	侧墙3阶反向弯曲, 端墙1阶反向弯曲	39.770	37.777
9	侧墙3阶同向弯曲, 端墙1阶同向弯曲	46.530	49.265
10	侧墙3阶反向弯曲, 端墙1阶反向弯曲	49.760	50.394

同时,以车体绕纵向轴转动、侧墙1阶反向弯曲、侧墙2阶同向弯曲振型为例,给出整车模型的振型图,如图3所示。



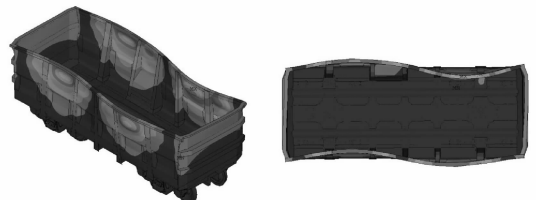
(a) 第1阶模态(车体绕纵向轴转动)

(a) The first mode(rotation around the longitudinal axis)



(b) 第4阶模态(侧墙1阶反向弯曲,垂向弯曲)

(b) The forth mode(first order reverse bending vibration)



(c) 第7阶模态(车体侧墙2阶同向弯曲)

(c) The seventh mode(second order synthetic bending vibration)

图3 整车模型的振型图

Fig.3 Graphs of the vehicle's vibration types

应用 Block Lanczos 模态提取法对整车模型及

## 2 实车动力学实验

为验证有限元计算结果,对转向架支撑的实车进行了振动实验研究。实验采用单点激励多点拾振的方法,模态实验系统如图 4 所示。将车辆沿其纵轴方向分成 7 个截面,每个截面设置 7 个测点,在前后两转向架的侧梁、摇枕分别设置 4 个测点,并在车辆两端面的上梁的中点分别设置 4 个测点,测点共 77 个,分布情况如图 5 所示。采用冲击激励的方式激发实验车进入振动状态,每个测点测试  $x, y, z$  三个方向的响应信号,实验激励点如图 5 所示,分析带宽为 40Hz,测得实验结果如表 3 所示。

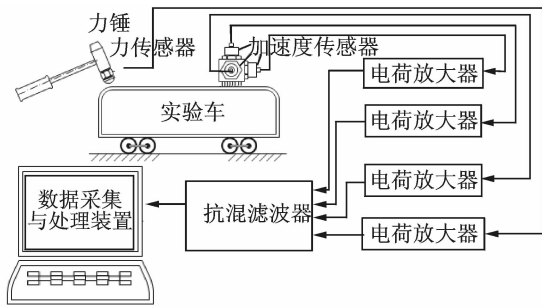


图 4 模态实验系统

Fig. 4 The modal experiment system

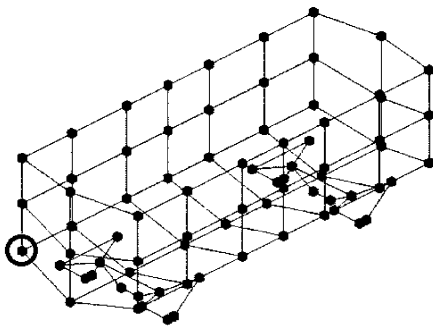


图 5 实验测点布置示意图

Fig. 5 The arrangement of testing points

表 3 模态实验结果

Tab. 3 The results of modal testing

阶数	振型	实验结果 频率/Hz
1	刚体-车体绕纵向轴转动	4.843
2	刚体-车体绕垂向轴转动	6.862
3	沿纵向中心轴扭转	11.781
4	侧墙 1 阶反向弯曲	22.560
5	侧墙 2 阶反向弯曲	31.709
6	侧墙 1 阶同向弯曲	32.676
7	侧墙 2 阶同向弯曲	38.716
8	侧墙 3 阶反向弯曲,端墙 1 阶反向弯曲	41.880
9	侧墙 3 阶同向弯曲,端墙 1 阶同向弯曲	47.675
10	侧墙 3 阶反向弯曲,端墙 1 阶反向弯曲	49.407

## 3 转向架对模态计算的影响

在结构的动力计算中,带有转向架的模型结构更为复杂,相比于无转向架模型,计算量大为增加。因此,笔者研究了转向架对结构模态计算的影响,并探讨不同模型的适用性。

### 3.1 转向架对刚体振型的影响

以实验结果中的两阶刚体振型为基准,将两种模型的计算结果和实验结果进行比较,可以发现:

- 1) 实验及整车模型计算中均出现 2 阶刚体振型,而由于未考虑转向架的影响,车厢模型计算结果中仅出现 1 阶;
- 2) 整车模型计算所得刚体振型的出现顺序与实验结果一致,说明此模型与实际工况相符,而车厢模型过于简化,未出现第 1 阶刚体振型;
- 3) 车厢模型的计算误差大于整车模型的误差,由表 2 中的计算结果及表 4 中的误差分析可知,在车厢模型的计算结果中未出现第 2 阶刚体振型(车体绕垂向轴转动),而整车模型则可以得到全部的刚体振型,且模型可修改性较好。

表 4 各模型刚体振型频率计算结果误差

Tab. 4 Errors of rigid modal calculation

阶数	振型	整车模型 误差/%	车厢模型 误差/%
1	刚体-车体绕纵向轴转动	-13.37	185.34
2	刚体-车体绕垂向轴转动	-12.75	—

根据以上数据分析可以看出,整车模型计算所得振型跟实验一致性较好,而且显著提高了刚体振型的计算精度。其原因如下:

- 1) 虽然两个模型中车厢部分的约束相同,但整车模型在模态计算时考虑了转向架的高度,而车厢模型未加以考虑,造成车厢模型重心偏低,因此频率偏大;
- 2) 整车模型中车厢下方是与转向架相连接的,转向架本身的减振系统增大了结构的阻尼,且转向架的减振系统与车厢构成了耦合的弹性体系,而车厢模型下方没有减振结构,相比于整车模型而言其刚度更大,因此在模态计算中车厢模型的振动频率更大。

### 3.2 转向架对弹性体振型的影响

以实验结果为基准,从以下几个方面对数据进行了分析。

1) 模态的完整性:整车及车厢模型均能得到完整的弹性体模态振型。

2) 振型顺序:实验与模型计算所得弹性体振型出现顺序基本一致。

3) 频率计算精度:整车模型的频率误差在0.71%~13.48%之间,如表5所示,说明对实车模型的简化是合理的;车厢模型中弹性体振型频率误差在1%~28%之间,大于整车模型的误差,说明车厢模型的精确性需要进一步探讨。

表5 各模型弹性体振型频率计算结果误差表

Tab.5 Errors table of elastic modal calculation

阶数	振型	整车模型 误差/%	车厢模型 误差/%
3	沿纵向中心轴扭转	-3.00	28.13
4	侧墙1阶反向弯曲	-0.71	-11.69
5	侧墙2阶反向弯曲	-6.67	-20.20
6	侧墙1阶同向弯曲	-13.48	-1.15
7	侧墙2阶同向弯曲	-5.80	3.48
8	侧墙3阶反向弯曲, 端墙1阶反向弯曲	-5.04	-9.80
9	侧墙3阶同向弯曲, 端墙1阶同向弯曲	-2.40	3.34
10	侧墙3阶反向弯曲, 端墙1阶反向弯曲	0.71	2.00
方差		0.0017	0.0182

由表5中的方差值可以看出,就整体计算精度而言,整车模型与实际运行中的车辆更为接近。综上所述,整车模型的计算结果与实验结果的一致性较好,车厢模型的误差较大。由此可见,转向架对模态的计算精度有较大的影响,考虑转向架的影响因素对探索车辆动力学特性具有重要的意义。因此,若不关心刚体振型,传统的车厢模型单元数最少,具有较高的计算效率;若想提高计算精度,则需考虑转向架的影响,整车模型不仅可以获得完整、可靠的刚体振型,同时也提高了弹性体模态振型的计算精度。

## 4 结论

1) 转向架对货车车厢的刚体模态振型及弹性体模态振型均有影响。刚体振型方面,转向架与车厢存在振动耦合现象,对转向架的简化使车厢模型重心偏低,约束刚度偏大,因此车厢模型的刚体模态振型计算结果误差较大;弹性体模态方面,转向架的刚度及质量均对模态频率产生影响,整车模型的精确度更高。因此,建立整车模型是提高计算精度的必要条件。

2) 整车有限元模型的模态计算结果与实验结

果吻合度较好,可为工程计算中类似模型的处理提供参考,也为深入了解车辆结构系统的动力学特性提供了帮助。根据笔者的模态分析结果可进行结构动力学修改,以进一步提高车辆的运动特性。

## 参 考 文 献

- [1] Dickens J M, Nakagawa J M, Wittbrodt M J. A critique of mode acceleration and modal truncation augmentation methods for modal response analysis[J]. Computers & Structures, 1997, 62(6): 985-998.
- [2] 张大钧,萧龙翔,霍拳忠. 北京型内燃机车车体的试验模态分析[J]. 铁道学报, 1990, 12(2): 1-9. Zhang Dajun, Xiao Longxiang, Huo Quanzhong. Experimental modal analysis of Beijing diesel locomotive carbody[J]. Journal of the China Railway Society, 1990, 12(2): 1-9. (in Chinese)
- [3] 汤礼鹏,刘国伟. 30t轴重浴盆式敞车车体模态分析[J]. 机械, 2010, 37(11): 3-5. Tang Lipeng, Liu Guowei. Modal analysis of 30 t-axleload bathtub type gondola carbody[J]. Machinery, 2010, 37(11): 3-5. (in Chinese)
- [4] 郭志全,徐燕申,杨江天. 基于FEM的新型运煤敞车的结构模态分析[J]. 机械强度, 2006, 28(6): 919-922. Guo Zhiquan, Xu Yanshen, Yang Jiangtian. Modal analyses based on FEM of open boxcar[J]. Journal of Mechanical Strength, 2006, 28(6): 919-922. (in Chinese)
- [5] 王卉子. C80型重载货车车体结构的CAE分析[D]. 大连: 大连交通大学, 2006.
- [6] 任万勇,罗冠炜. 转8A货车转向架重要承载部件的模态试验与分析[J]. 工程力学, 1999, 3(3): 848-852. Ren Wanyong, Luo Guanwei. Modal test and analysis on important bearing part of zhuan 8A freight car bogies[J]. Engineering Mechanics, 1999, 3(3): 848-852. (in Chinese)
- [7] 魏培虎,张济民,王开文. 货车转向架动力学参数测试方法研究[J]. 铁道车辆, 2002, 40(6): 16-18. Wei Peihu, Zhang Jimin, Wang Kaiwen. Research on measurement method for dynamics parameters of freight car bogies[J]. Rolling Stock, 2002, 40(6): 16-18. (in Chinese)
- [8] 彭永明,封全保,李强. HX\_D2B机车转向架构架有限元分析[J]. 铁道机车车辆, 2010, 30(3): 42-44. Peng Yongming, Feng Quanbao, Li Qiang. Finite-element analyses on the bogie frame for HX\_D2B locomotive[J]. Railway Locomotive & Car, 2010, 30(3): 42-44. (in Chinese)

- [9] 杨爱国,张志强,杨江天. 基于有限元建模的敞车轻量化设计[J]. 中国铁道科学, 2007, 28(3): 79-83.  
Yang Aiguo, Zhang Zhiqiang, Yang Jiangtian. Lightweight design of open top wagon using updated finite element models[J]. China Railway Science, 2007, 28(3): 79-83. (in Chinese)
- [10] 常宁,姚曙光,刘国伟. 基于有限元重载敞车车体结构静力分析[C]//2008年(第十届)中国科协年会论文集. 北京:国防工业出版社,2008:588-595.
- [11] 赵俊杰,鲁寨军,徐程. 新型108t通用敞车车体结构强度分析[J]. 机车车辆工艺, 2006, 2(1): 6-8.  
Zhao Junjie, Lu Zhaijun, Xu Cheng. Structural strength analysis of the new 108t general-purpose open-top car body[J]. Locomotive and Rolling Stock Technology, 2006, 2(1): 6-8. (in Chinese)
- [12] 常宁,姚曙光,刘国伟. 轴重40t重载敞车车体有限元分析[J]. 铁道机车车辆, 2009, 29(1): 8-12.  
Chang Ning, Yao Shuguang, Liu Guowei. FEM analysis of 40 t axleload heavy haul gondola car-body[J]. Railway Locomotive & Car, 2009, 29(1): 8-12. (in Chinese)
- [13] 曲天威,王惠玉. 机车车体和转向架模态分析研究[J]. 铁道机车车辆, 2012, 32(3): 5-8.  
Qu Tianwei, Wang Huiyu. Modal analysis of locomotive body and bogies[J]. Railway Locomotive & Car, 2012, 32(3): 5-8. (in Chinese)
- [14] 顾枫. SS1型电力机车转向架模态分析研究[J]. 机车电传动, 1996(6): 14-18.  
Gu Feng. Modal study of bogie frame of SS1 electric locomotive[J]. Electric Drive for Locomotive, 1996(6): 14-18. (in Chinese)
- [15] 宫岛,周劲松,孙文静. 高速列车弹性车体与转向架耦合振动分析[J]. 交通运输工程学报, 2011, 11(4): 41-47.  
Gong Dao, Zhou Jinsong, Sun Wenjing. Coupled vibration analysis of flexible car body and bogie for high-speed train[J]. Journal Traffic and Transportation Engineering, 2011, 11(4): 41-47. (in Chinese)
- [16] Dietz S, Netter H, Sachau D. Fatigue life prediction of a railway bogie under dynamic loads through simulation[J]. Vehicle System Dynamics, 1998, 29(6): 385-402.
- [17] 邬平波,薛世海,杨晨辉. 基于弹性车体模型的高速客车动态响应[J]. 交通运输工程学报, 2005, 5(2): 5-8.  
Wu Pingbo, Xue Shihai, Yang Chenhui. Dynamic response of high-speed passenger car based on flexible car body model[J]. Journal Traffic and Transportation Engineering, 2005, 5(2): 5-8. (in Chinese)
- [18] 孙玉华,董大伟,闫兵. 双层隔振系统模态匹配分析及其振动特性[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(4): 727-731.  
Sun Yuhua, Dong Dawei, Yan Bing. Modal matching analysis and vibration characteristics of two-stage vibration isolation system [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(4): 727-731. (in Chinese)
- [19] 孙保卫,王红,商跃进. 车辆弹性旁承垂向刚度分析方法研究[J]. 兰州交通大学学报, 2009, 28(1): 130-133.  
Sun Baowei, Wang Hong, Shang Yuejin. A study of the vertical stiffness of vehicle elastic side bearing[J]. Journal of Lanzhou Jiaotong University, 2009, 28(1): 130-133. (in Chinese)



第一作者简介:王婧,女,1989年1月生,博士研究生。主要研究方向为非线性振动及模态研究。

E-mail: guu120@163.com

