

# 曲线半径对车辆轨道耦合接触系统垂向振动的影响分析\*

许贵满<sup>1</sup> 韩海娅<sup>1</sup> 吴亚平<sup>2</sup> 魏云鹏<sup>2</sup> 杜新喜<sup>3</sup>

(1. 黔南民族职业技术学院建筑工程与设计系, 558022, 黔南; 2. 兰州交通大学土木工程学院, 730070, 兰州;  
3. 武汉大学土木建筑工程学院, 430072, 武汉//第一作者, 讲师)

**摘 要** 为探明曲线半径对车辆、轨道及轮轨接触的影响, 以轮轨非线性接触为研究对象, 建立车辆-轨道耦合的整体有限元模型, 采用扩展拉格朗日接触算法, 在钢轨高低不平顺的激励下, 以 80 km/h 的车速模拟不同曲线半径对车辆-轨道耦合系统的垂向振动影响。研究结果表明: 小曲线半径对车体舒适和构架振动不利; 曲线半径几乎不影响轨道的垂向振动, 但在曲线轨道设计时应考虑内外轨横向加固措施。从轮轨非线性接触的角度探讨了轮轨脱离甚至爬轨的原因。

**关键词** 轨道; 车辆; 曲线半径; 轮轨接触; 垂向振动

**中图分类号** U270.1+6

**DOI:** 10.16037/j.1007-869x.2020.08.016

## Influence of Curve Radius on the Vertical Vibration of Vehicle and Track Coupling Contact System

XU Guiman, HAN Haiya, WU Yaping, WEI Yunpeng, DU Xinxi

**Abstract** To study the influence of curve radius on vehicle system, track system and wheel/rail contact, a finite element model of vehicle and track coupling system based on the study of wheel/rail nonlinear contact is established. In the model, the extended Lagrange contact algorithm is adopted. Under the excitation of track irregularities, the effects of different curve radius with 80 km/h operation speed on the vertical vibration of the system are simulated. The results show that small curve radius is detrimental to the frame vibration and the train body comfort. Though the radius of curve hardly affects the vertical vibration of the ballast bed, the lateral reinforcement measures for track should be taken into consideration in the design of curve track. Finally, causes for wheel/rail separation and even track climbing are discussed from the perspective of wheel/rail nonlinear contact.

**Key words** track; vehicle; curve radius; wheel/rail contact; vertical vibration

**First-author's address** Qiannan Polytechnic for Nationalities, 558022, Qiannan, China

曲线段是轨道交通线路安全的薄弱环节。轮轨非线性接触将车辆和轨道耦合在一起, 情况十分复杂。曲线轨道的内外轨高差及其本身的不平顺, 是引起轮轨振动的主要因素。轮轨振动严重影响车辆和轨道各个部件的使用寿命及车辆的乘坐舒适性。文献[1-5]研究了轨道曲线半径的影响, 且普遍接受车体及构架的刚体模型假设。不少学者以 Hertz 非线性接触理论来简化轮轨非线性接触。文献[6-7]基于 VICT 仿真分析软件建立车辆-轨道耦合动力学系统, 并提出了评估车辆曲线通过性能的方法; 文献[8]提出了用格林函数和 Hertz 非线性接触理论来进行脉冲激励下的车辆-轨道垂向耦合动力学分析; 文献[9]利用 ABAQUS 软件建立轮对-钢轨-轨枕有限元弹性振动模型, 分析当轮对稳态通过小半径曲线、轮轨发生摩擦自激振动时的轮轨振动规律; 文献[10]利用 ANSYS 软件建立三维非线性轮轨接触系统, 施加钢轨高低不平顺激励进行瞬态分析, 研究车速、地基刚度等因素对轮轨系统振动的影响; 文献[11]利用 ANSYS-DYNA 软件从轮轨接触弹性变形的角度, 获取更为精确的轮轨接触状态和轮轨动力特性。

车辆的振动主要来源于轮轨实体接触。而过度关注轮轨真实接触问题又难以建立有限元模型来分析其振动特性。因此, 目前大多数的研究都简化了轮轨真实的接触情况。

由于车轮直接影响列车行驶的安全性和舒适

\* 国家自然科学基金项目(51236003)

性,与车轮直接接触的轨道支撑着整个车辆,因此轮轨非线性接触系统成为轮轨研究的关键问题之一。本文利用 ANSYS 18.0 软件建立轮轨实体非线性接触模型,简化车辆及轨道,实现车辆-轨道耦合系统的整体模拟,采用钢轨高低不平顺激励进行瞬态分析,模拟车轮在不同曲线轨道半径线路上的滚动接触振动,进而引起其他各部件的振动,并通过仿真试验研究轮轨垂向振动对各部件的动态影响规律。

## 1 ANSYS 软件接触算法

研究轮轨接触关系常用 Hertz 非线性弹性接触理论,可以简单确定轮轨之间的垂向力和接触应力。由于轮轨具有复杂外形,难以决定接触点发生的具体位置,ANSYS 软件为保证接触物体之间的变形协调条件,提供了一系列的方法<sup>[12]</sup>。面对轮轨非线性接触问题,本文选用扩展拉格朗日算法。该算法结合了纯拉格朗日乘子法和罚函数法,并在迭代开始时采用罚函数法。基于罚函数的接触刚度达到接触协调,一旦达到平衡条件就检查侵入容差。若发现侵入大于侵入容差,则修正接触刚度,增加接触力与拉格朗日乘子之积的数值,并继续迭代,直至满足侵入容差为止。其计算目的是为了找一个满足一定精度的轮轨非线性接触压力。

轮轨非线性接触时,在接触面开始滑动之前,轮轨接触为黏合状态,其接触面能承受一定大小的剪应力。按照库伦摩擦模型,当轮轨接触面上的等效剪应力超过极限剪应力值时,轮轨接触处于滑动状态。当轮轨接触面上的等效剪应力恰好等于极限剪应力时,轮轨接触处于黏合状态和滑动状态的临界点。由于轮轨接触压力非常大,按库伦理论计算得到的界面等效应力超过了材料的屈服应力,故经验数据的合理估值为接触表面附近材料屈服应力的 0.577 倍<sup>[12]</sup>,在 ANSYS 软件中通过实常数 TAUMAX 来输入。

## 2 车辆-轨道垂向耦合动力学模型

车辆-轨道垂向耦合动力学模型主要由车辆、轮轨非线性接触系统和轨道等 3 部分组成。其三维空间有限元模型(如图 1 所示)共有 562 644 个节点、159 742 个单元,选用 PCG(预共轭梯度法)求解器求解。

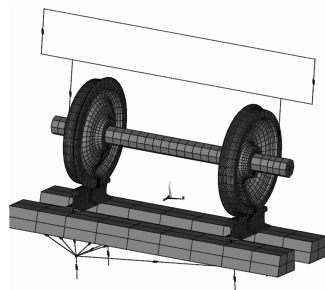


图 1 车辆-轨道三维空间有限元模型

在车辆中,以高速客车模型作为研究对象,将车体和转向架假设为刚体,车体与转向架之间及转向架与车轮之间分别使用二系悬挂和一系悬挂。

在轮轨接触系统中,以 TB 型锥形踏面与 CHN60 钢轨为研究对象<sup>[10]</sup>。由于接触区域应力较为集中且接触斑面积非常小,故采用 20 节点的 SOLID186 实体单元来模拟,并用 CONTA174 接触单元和 TARGE170 目标单元来模拟非线性三维接触问题。要求单元网格划分较细,以保证计算收敛及其精度。接触区域单元为 1 mm×1 mm×1 mm 的六面体;为减少节点数量以便计算机模拟分析,其余区域采用 8 节点的 SOLID185 实体单元和 BEAM189 梁单元模拟,并利用 MPC(多点约束)装配技术解决梁-实体单元的连接问题。

在轨道中,以有砟轨道作为研究对象,按文献[10]的道床锥体受荷假设,将道床简化为参振质量,并通过设置剪切刚度和阻尼来模拟相邻道床锥体的干涉作用。

该有限元模型为了充分反映轮轨非线性接触系统的本质,轨道采用三层弹性离散点支承梁模型,完全符合钢轨-胶垫-轨枕-道床-路基的结构特点;车辆分析综合考虑了部分车体、部分转向架、轮对,以及一、二系悬挂方式等各种因素的影响,既能使得计算精度更高,又能保证模型不因过于复杂而无法计算。

钢轨的高低不平顺引导车轮在钢轨顶面上上下下滚动。这种类似波形的曲线滚动,引起轮轨之间的剧烈振动,进而引起轨道和车辆的振动。在钢轨几何不平顺激励模型中,按照行车平稳性、作用到线路上的动力附加荷载及波形磨耗等 3 个控制条件<sup>[10]</sup>,施加垂向和水平方向的激励加速度,其中体现了 3 种波长产生的轮轨振动频率叠加。

## 3 仿真计算结果及分析

为了研究车辆-轨道的垂向振动特性,仿真列车

以 80 km/h 的车速通过不同曲线半径的轨道。假设车辆重力沿车辆的横向分量提供了车辆曲线行驶的向心加速度,仿真试验分别模拟曲线半径为 300 m、600 m、900 m、1 200 m,以及直线轨道的车辆-轨道垂向振动,进而分析车辆、轨道及轮轨非线性接触的动态特性。曲线轨道上的仿真计算结果如图 2~5 所示。

在直线轨道上的仿真结果为:车体横向加速度为 0,车体垂向加速度为  $0.025 \text{ m/s}^2$ ;构架横向加速度为 0,构架垂向加速度为  $0.41 \text{ m/s}^2$ ;内、外侧二系悬挂的垂向力为 42 kN,内、外侧一系悬挂的垂向力为 49 kN;所有悬挂装置的横向力均为 0。

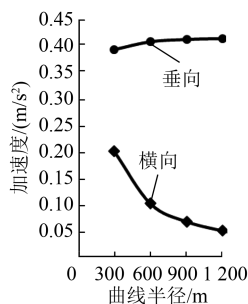


图2 车体加速度变化图

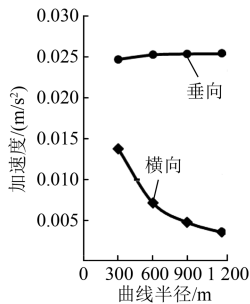


图3 构架加速度变化图

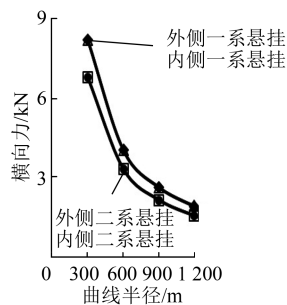


图4 悬挂装置的垂向力变化图

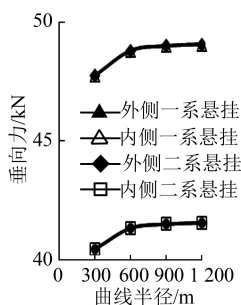


图5 悬挂装置的横向力变化图

### 3.1 车辆振动分析

由图 2 明显可见:随着曲线半径的减小,车体的垂向加速度稍有减小,与直线轨道相比,曲线半径为 300 m 时的车体垂向加速度仅减小约 3.4%,基本可以忽略不计;在直线轨道上,车体横向加速度基本为零,随着曲线半径的减小,车体横向加速度增加较明显,尤其在曲线半径小于 600 m 时,增加更为明显。这种变化说明减小曲线半径对车体的横向加速度有较大影响,对垂向振动几乎没有影响。因此线路设计时应避免采用过小半径的曲线,以免引起较大的横向振动,降低乘坐舒适感。这一变化规

律与文献[1]的结论相似,验证了车辆-轨道耦合模型的正确性。

图 3 中,构架和车体的振动加速度变化规律基本相同。构架横向振动加速度为车体横向振动加速度的 10 倍,构架垂向振动加速度为车体垂向振动加速度的 16 倍。这说明车体与构架之间的二系悬挂起到了减震的作用,且垂向减震效果明显优于横向减震效果。

如图 4 和图 5 所示,车体两侧悬挂系统的横向力和垂向力基本一样。这主要是由于两侧高低不平顺的同步性使得两侧的振动对称而形成的。当曲线半径超过 600 m 以上时,悬挂装置垂向力几乎没有变化;当曲线半径小于 600 m 时,一系悬挂和二系悬挂的垂向力随曲线半径减小而减小;车辆在直线轨道上行驶时,其一系悬挂和二系悬挂几乎没有横向力,随曲线半径减小横向力逐渐增大,其中一系悬挂的横向力比二系悬挂横向力大,且两者差异逐渐增大。这说明:曲线行驶对垂向力影响较小;曲线半径减小会增大悬挂装置所受到的横向力;随着曲线半径的减小,一系悬挂与二系悬挂的横向力差异逐渐增大,恶化了构架的工作环境。

### 3.2 轨道振动分析

对轨道的道床及轨枕进行动力分析,得到垂向振动加速度的变化如图 6 所示。曲线半径的变化对轨枕及道床的垂向振动几乎没有影响,且内侧道床与外侧道床的垂向振动特性基本一致。在道床的弹性作用下,在轨枕垂向振动向道床传递的过程中,轨枕的垂向振动加速度减小了。这说明道床弹性减少轮轨振动对路基的影响。

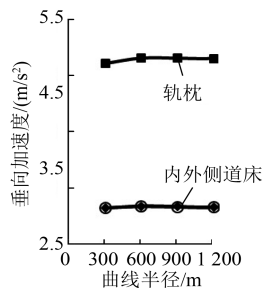


图6 轨枕道床的竖向加速度变化图

曲线轨道的钢轨顶面的振动加速度变化如图 7 所示。由图 7 可以看出,钢轨在车轮的作用下,曲线内轨和外轨的最大振动加速度随着曲线半径的变化是不一样的。这主要是由曲线超高导致的轮轨

接触角相应变化而引起的。随着曲线半径的减小,外轨的横向振动加速度相应增大,垂向振动加速度相应减小。内轨的垂向振动加速度受曲线半径的影响较小,内轨的横向振动加速度随曲线半径减小而减小。

直线轨道的钢轨顶面垂向加速度为  $15 \text{ m/s}^2$ , 横向加速度为  $3 \text{ m/s}^2$ 。相对直线轨道而言,曲线轨道随着曲线半径的减小对轨面横向振动加速度的影响较为明显:内轨轨面横向振动加速度呈现减小的趋势,减小量最多约为直线轨道的 61%;外轨轨面横向振动加速度呈现增大的趋势,增大量最多约为直线轨道的 82.5%。可见,曲线半径过小,容易造成外侧钢轨松动,故设计小曲线半径线路时应采取加固内外钢轨的措施。

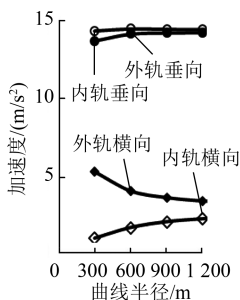


图7 钢轨顶面加速度变化图

### 3.3 轮轨非线性接触分析

直线轨道的轮轨法向接触应力为  $777 \text{ MPa}$ , 轮轨切向平均接触应力为  $150.5 \text{ MPa}$ 。曲线轨道轮轨之间的平均接触应力变化如图8和图9所示。随着曲线半径的增大,轮轨间法向和切向的平均接触应力均逐渐趋近于直线轨道的接触应力。随着曲线半径的减小,内外轨的平均接触应力逐渐出现差异,且差异会越来越大;随着曲线半径的减少,内外轨的法向平均接触应力开始下降,切向平均接触应力呈现内轨增大、外轨减小的趋势;当曲线半径小于  $900 \text{ m}$  后,切向平均接触应力均开始逐渐减小;当曲线半径小于  $600 \text{ m}$  后,内轨的切向平均接触应力会有部分提高,主要是因其接触点位置发生了变化而导致应力增大。

从以上分析来看,当曲线半径减小时:外侧车轮的法向及切向平均接触应力均相应减小,容易发生爬轨现象;内侧车轮法向平均接触应力相应减小,而切向平均接触应力增大,故容易发生横向滑动,进而导致外侧车轮与外轨产生侧向接触,从而

引起外轨侧向磨耗。根据文献[6],在实际中,外轨侧向磨耗量最为突出,且随着曲线半径减小而增加的,内轨的侧向磨耗量影响较小。这验证了模拟试验的准确性。

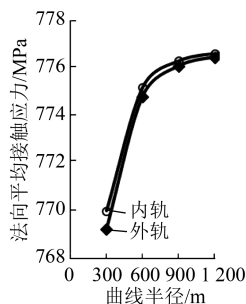
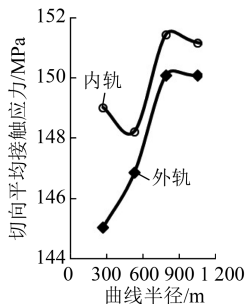


图8 轮轨切向平均接触应力 图9 轮轨法向平均接触应力

直线轨道的轮轨垂向作用力为  $66.3 \text{ kN}$ , 轮轨横向作用力为  $9.02 \text{ kN}$ 。图10和图11分别为轮轨之间的作用力随曲线半径的变化。由图10及图11可见:内外轨的垂向力基本保持一致,说明两侧钢轨的垂向力分配较为平衡,且随着曲线半径减小而减小;内外轨的横向力随着曲线半径减小出现差异,且差异逐渐增大,主要是由内外轨高差引起的横向力不均所致;当曲线半径大于  $600 \text{ m}$  时,内轨横向力随着曲线半径的减小而增大;当曲线半径小于  $600 \text{ m}$  时,内轨横向力随着曲线半径的减小而减小。

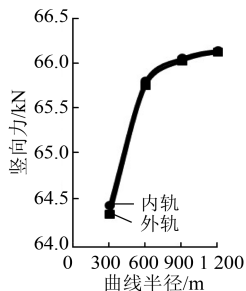


图10 轮轨垂向作用力

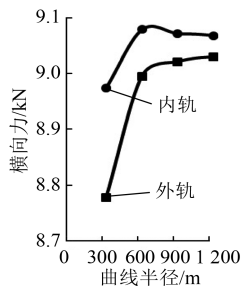


图11 轮轨横向作用力

车轮与钢轨的最大 Mises 应力均出现在轮轨接触表面下。在直线轨道上,轨道 Mises 应力为  $556$

MPa, 车轮 Mises 应力为 692 MPa。在不同曲线半径的轨道上, 最大 Mises 应力的变化如图 12 和图 13 所示。当曲线半径小于 900 m 时, 随着曲线半径的减小, 钢轨的 Mises 应力相应减小, 而车轮 Mises 应力却相应增大。可见, 由于过小的曲线半径需要更大的曲线超高, 从而使轮轨接触点角度发生变化, 使车轮 Mises 应力增大。这对车轮使用寿命不利。

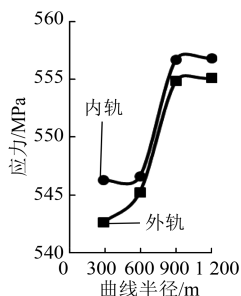


图 12 轨道 Mises 应力

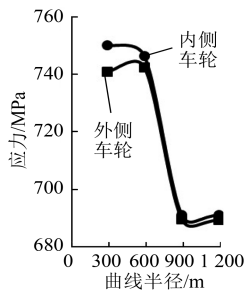


图 13 车轮 Mises 应力

## 4 结论

1) 曲线半径的减小, 对车体及构架的竖向振动加速度影响较小, 几乎可以忽略, 而对横向振动加速度的影响较为明显。尤其对于小曲线半径的线路, 一系悬挂和二系悬挂横向力会逐渐增大, 从而影响乘车舒适度和构架的受力。

2) 道床、轨枕及钢轨的竖向振动受曲线半径影

响较小, 外轨的横向振动幅值随曲线半径减小而增大, 内轨则相反, 设计时需对其采取横向加固措施。

3) 曲线半径的减小会使得内轨的法向接触应力减小, 且切向接触应力增大, 这是引起内轨横向滑移的原因, 会进而导致外轨侧磨; 外轨平均接触应力的减小, 是引起外轨爬轨的原因; 曲线半径在 900 m 以下时, 轮轨 Mises 应力均会发生较大的突变, 故建议曲线半径应不小于 900 m。

## 参考文献

- [1] 曾勇, 许佑顶, 易思蓉, 等. 重载铁路最小曲线半径动力学分析[J]. 铁道工程学报, 2016(1): 42.
- [2] 金刚, 时瑾. 基于刚体模型的铁道车辆曲线运动轮轨力分析[J]. 中国铁道科学, 2017(5): 70.
- [3] 孙富海. 重载铁路最小曲线半径标准研究[J]. 铁道工程学报, 2016(1): 36.
- [4] 刘鹏飞, 翟婉明, 王开云, 等. 机车车辆通过缓和曲线时悬挂系统及轮重的动态特性[J]. 中国铁道科学, 2013(1): 67.
- [5] 易思蓉, 聂良涛, 秦方方. 基于动力学分析的高速铁路最小曲线半径研究[J]. 西南交通大学学报, 2013(1): 16.
- [6] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 北京: 科学出版社, 2015.
- [7] 翟婉明, 蔡成标, 王开云. 高速铁路线路平纵断面设计的动力学评估方法[J]. 高速铁路技术, 2010(1): 1.
- [8] 孙宇, 翟婉明. 基于格林函数法的车辆-轨道垂向耦合动力学分析[J]. 工程力学, 2017(3): 219.
- [9] 陈光雄, 钱韦吉, 莫继良, 等. 轮轨摩擦自激振动引起小半径曲线钢轨波磨的瞬态动力学[J]. 机械工程学报, 2014(9): 71.
- [10] WU Yaping, WEI Yunpeng, XU Guiman, et al. Dynamic characteristics of vehicle-wheel/rail nonlinear contact-foundation system[J]. Journal of Vibroengineering, 2014(8): 4126.
- [11] 闻方宇, 任尊松, 孙守光, 等. 基于 ANSYS/DYNA 软件的高速车轮通过道岔的轮轨动力研究[J]. 铁道学报, 2014(3): 14.
- [12] 王新敏, 李义强, 许宏伟. ANSYS 结构分析单元与应用[M]. 北京: 人民交通出版社, 2011.

(收稿日期: 2018-12-22)

## 铁路暑运时间过半 单日客流创今年春节后新高

记者从中国国家铁路集团有限公司获悉: 铁路暑运自 7 月 1 日拉开帷幕, 至 7 月 31 日时间过半, 全国铁路累计发送旅客 2.07 亿人次, 环比增加 3 995 万人次, 增幅达 24%。7 月 25 日, 全国铁路发送旅客 790 万人次, 创今年春节后单日客流新高。

铁路部门动态跟踪分析暑期客流变化, 根据暑期休假探亲流、旅游流、学生流等出行需求, 实施“一日一图”, 在主要旅游城市间加开旅游列车, 针对重点旅游目的地推出精品旅游运输产品, 引导人们避暑出游。7 月份, 全国铁路日均开行旅客列车 7 092 列, 环比增加 564 列, 增长 8.6%; 日均发送旅客 667 万人次, 较 6 月份日均增加 128.8 万人次。

(摘自 2020 年 8 月 2 日《经济日报》, 记者 齐慧报道)