

文章编号: 1000-4750(2007)01-0178-08

车辆通过道岔时转向架结构系统振动特性研究

*金新灿¹, 孙守光¹, 陈光雄²

(1. 北京交通大学机电学院, 北京 100044; 2. 西南交通大学机械工程学院, 成都 610031)

摘 要: 建立了考虑线路弹性及把转向架构架视为柔体的高速车辆/线路系统通过道岔运行的三种通用模型。仿真分析了各模型轮对运动状况和作用于弹性构架上的动载荷, 将动载荷通过后处理程序转化为适用于 FE 程序的载荷, 借助于 ANSYS 软件分析了整个构架的应力分布和最大应力位置及应力时间历程变化。在此基础上, 分析对比了三种模型的仿真结果并与构架线路动应力试验结果进行了对比, 研究了动应力振幅的频谱结果。研究表明不考虑线路的弹性可能造成仿真计算结果偏大, 但弹性线路模型亦不宜考虑的过于复杂化; 此外, 在通过道岔的岔尖时, 转向架构架动态应力的振荡频率主要集中在 5Hz~17Hz 间, 且构架动应力的振荡频率由于存在线路弹性而拓宽了其频带。

关键词: 车辆工程; 转向架; 结构振动; 动应力; 道岔; 弹性体; 铁道线路

中图分类号: U270.1;O325 **文献标识码:** A

STUDY ON VIBRATIONAL CHARACTERISTICS OF RAILWAY BOGIE WHEN ROLLING-STOCK RUNNING THROUGH A SWITCH

*JIN Xin-can¹, SUN Shou-guang¹, CHEN Guang-xiong²

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China;

2. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: Three general models, coupling high-speed rolling stock and track system running through a switch, are established considering the elasticity of track foundation and bogie frames. The motions between wheelset and rail and the dynamic loads acting on the elastic frames are simulated in the three models. With a postprocessor code, these loads were transformed back to the FE-code, in which the stress distributions for the whole bogie frame were simulated by means of the ANSYS-code, high stressed locations were indicated, and time histories for the stresses at the locations were simulated. According to above-mentioned researching results, the simulating results of the three models are analyzed and compared, and the time histories for the simulating stresses of the bogie frame are compared with the stresses tested in the real field test. The frequency spectrums of the dynamic stresses are investigated and analyzed. Results show that ignoring the elasticity of track foundation causes the dynamic stresses result larger than the real one. However, it is inadvisable to make the model considering the elasticity of track foundation too complex. In addition, when running through a crossing vee of switch, the oscillatory frequency of the dynamic stresses in bogie frame mostly focuses between 5Hz and 17Hz. The elasticity of track foundation widens the bandwidth of oscillatory frequency of dynamic stresses in bogie frame.

Key words: vehicle engineering; bogie; structural vibration; dynamic stress; switch; flexible body; railway track

收稿日期: 2005-05-27; 修改日期: 2005-10-28

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50575020)

作者简介: *金新灿(1961), 浙江诸暨人, 高工, 博士生, 从事结构工程研究(E-mail: jinxincan@eyou.com);

孙守光(1962), 黑龙江人, 教授, 博士, 院长, 从事结构工程研究;

陈光雄(1962), 广西人, 教授, 博士, 从事结构工程研究。

轻量化是高速车辆结构发展的趋势和潮流^[1], 作为高速车辆的关键走行部结构-转向架-轻量化是必然的发展, 但由此造成的不利因素是转向架结构的振动和疲劳问题。以往在进行转向架结构的分析过程中采用经典的动荷系数法^[1], 既作用于结构的动态载荷近似为静载荷乘以动荷系数, 该法的最大优点是简便实用, 但无法真实反映实际工况、误差较大, 是一种偏于保守的计算分析法, 无法最大限度的充分发挥和利用结构性能且随着铁道车辆动态性能的不断改善, 由动荷系数近似动态载荷的方法已明显难以满足实际工况的要求。因此, 如何建立准确、简便的获取转向架结构的动态载荷模型并对结构进行有效、实用的分析法是十分迫切和必要的。

目前, 国际上主要流行和通用的分析方法是多体系统(MBS)分析法结合有限元分析(FEA)法^[2,3]。但其在铁道车辆中的应用方面仍存在许多尚待研究的领域, 尤其当车辆运行在特殊的线路上(如道岔等)时, 模型的建立、参数的影响和确定等因素的研究几乎处于空白。为此, 根据多体软件包 SIMPACK^[4]和有限元(FE)软件 ANSYS, 建立了把转向架构架视为柔体的高速车辆通过道岔时的多体系统模型用以分析车辆的动态性能、线路引起的激励及作用于转向架构架上的动态载荷等, 并进而分析了构架的动应力和结构特性等。

1 FE 与 MBS 的耦合集成

在多体系统中, 采用有限元结构表示的柔体可通过模态方法实现。

通常采用二个坐标系描述多体系统中柔体的运动, 一是惯性坐标系, 另一是固定于柔体上的局部坐标系(见图 1)。因此, 柔体中任意点 P 的运动为:

$$\mathbf{r}^P = \mathbf{r}_{(t)} + \mathbf{c} + \mathbf{u}_{(c,t)} \quad (1)$$

$\mathbf{r}_{(t)}$ 和 $\mathbf{c}$ 是刚体运动, $\mathbf{u}_{(c,t)}$ 是小变形, 其 Ritz 近似^[2,3]为:

$$\mathbf{u}_{(c,t)} = \sum_{j=1}^n \mathbf{u}_{j(c)} \mathbf{q}_{j(t)} \quad (2)$$

它是模态振型 $\mathbf{u}_{j(c)}$ 与模态坐标 $\mathbf{q}_{j(t)}$ 加权的线性组合, 模态振型 $\mathbf{u}_{j(c)}$ 可由 ANSYS 计算的固有特征振型与在静态载荷和约束作用下结构的静变形-静态振型-内插得到, 即:

$$\mathbf{u}_{j(c)} = [\mathbf{u}_{\text{静态}}, \mathbf{u}_{\text{固有}}] \quad (3)$$

为满足 MBS 方程的要求, 需把柔体通过式(2)转化为一运动方程组, 具体推导原理^[2,5]为:

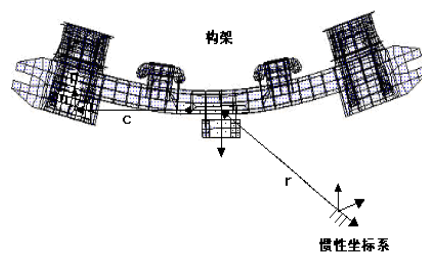


图 1 高速客车转向架构架的第三阶垂向弯曲模态振型(56.6Hz)

Fig.1 Flexible body about high-speed bogie frame; 3st eigenmode: Vertical bending at 56.6Hz

首先把柔体变形的 Ritz 近似代入到 Hamilton 理论方程中, 然后使用变分原理, 可得出柔体的运动方程

$$\mathbf{M}_{(q)} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{a}} \\ \ddot{\mathbf{q}} \end{Bmatrix} + \mathbf{k}_{(\omega, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})} + \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{K}_{(q)} \mathbf{q} \end{Bmatrix} = \mathbf{h}_{(r, \mathbf{q}, \dots)} \quad (4)$$

这里 $\mathbf{M}$ 是惯性(质量)矩阵, $\mathbf{k}$ 是陀螺力矩矢量阵, $\mathbf{K}$ 刚度矩阵, $\mathbf{h}$ 作用力矢量阵; 它们取决于加速度 $\mathbf{a}$ 、角速度 $\boldsymbol{\omega}$ 和角加速度 $\dot{\boldsymbol{\omega}}$ 以及柔体(构架)的方位阵^[5]。因此, 产生的 MBS 方程所要求的柔体数据是必须计算的质量阵、陀螺力矩阵和刚度阵, 这些数据可预先进行计算, 形成相应的标准输入数据(SID)文件^[5]以备使用, 方位矩阵项可通过位移的线性项来确定。

柔体质量阵的计算精度将决定系统计算结果的精度^[6]。在质量阵的计算中, 必须计算包含形函数和弹性坐标项的体积分, 由于假定柔体是小变形, 因此, 体积分可按弹性坐标展开为最高一阶的 Taylor 级数, 而级数的系数矩阵可通过数值积分求出。此外, 因这些系数与时间无关, 故可在前处理程序中预先计算, 形成部分 SID 文件。最后, 通过多体系统软件以及包含柔体振型矩阵等特性的 SID 文件建立整个多体系统运动方程。

2 转向架构架的 FE 分析计算

所研究的转向架构架为 CW-200 型高速客车转向架^[7], 该构架约长 3.2m、宽 2.75m、重约 1089kg。使用 ANSYS 中的板单元离散化构架(图 2), 共划分为 5432 个单元, 5878 个结点。

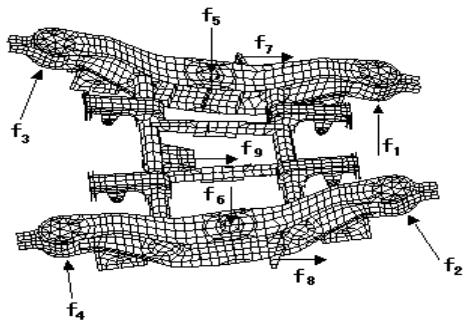


图2 作用于弹性构架的动态载荷
(第一阶扭转模态振型(25Hz))

Fig.2 Dynamically loaded elastic body
(1st eigenmode: Torsion at 25Hz)

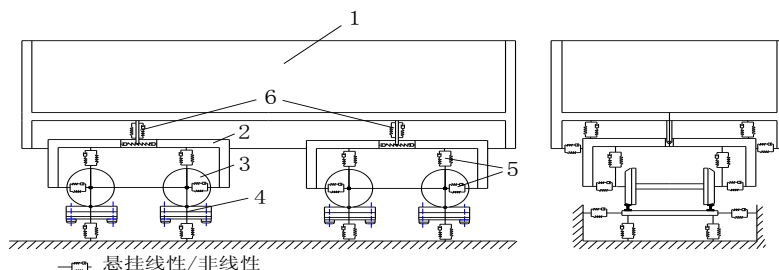
采用经典的 Guyan 缩减法^[6]可将用于描述弹性问题的矩阵缩减转化为采用一个较小的自由度子集,即主自由度集描述的矩阵问题。计算的精度取决于主自由度的合理选择。在计算固有频率和振型前,使用该法把质量和刚度矩阵按主自由度进行缩减。

对模态振型的计算将把总的自由度调整为采用 Guyan 缩减法计算得到的主自由度,然后通过主自由度计算模态振型的各参数。整个构架共选出

197 个主结点,1182 个主自由度。考虑到转向架构架在实际运用过程中主要承受低频载荷^[1,7,8],因此在 MBS 分析过程中,可通过模态凝缩技术^[4,6]进一步将模态振型数缩减为无约束构架的前三阶特征振型即可满足动态分析的要求。这三阶振型分别是约 25Hz 的扭转(图 2)、约 52Hz 平动剪切和 56Hz 垂向弯曲(图 1)。图 2 中 $f_1 \sim f_4$ 为一系悬挂作用载荷; $f_5 \sim f_9$ 为二系悬挂作用载荷。

3 高速客车和轮轨线路系统的多体系统模型建立

针对所研究客车和线路耦合系统的特点及分析目标,利用 SIMPACK 软件建立了高速客车和轮轨线路系统的多体系统模型。模型中,转向架构架可通过上述的 SID 文件的数据描述为 MBS 模型中的弹性体,多组线性弹簧和阻尼单元组合描述了一系和二系的悬挂单元。高速客车的多体模型共包括十三个刚体(一个车体、四个轮对、八个轴箱)和二个弹性体(构架),见图 3。



1-车体, 2-转向架弹性构架, 3-轮对, 4-轨道系统, 5-一系悬挂系统, 6-二系悬挂系统

图3 高速客车/线路多体系统模型

Fig.3 The MBS—model for high-speed vehicle and track

为确定轮轨几何约束关系,使用了数值分析方法。轮对的运动可通过轮轨接触几何外形的约束关系确定,用三次样条函数表示轮轨几何外形,预先以表格的形式储存计算的轮轨接触几何学及约束函数。

通常轮/轨相互作用的法向接触作为轮与轨相对垂向位移的运动约束,为研究由瞬间的接触分离引起的车轮悬浮或冲击,将法向轮/轨接触模拟为单向弹簧-阻尼器单元。纵、横向蠕滑力的计算是基于赫兹接触理论的 FASTSIM 算法^[8,9]的 Kalker 滚动接触的简化理论。线路模型采用三种模型,即: (1) 沿线路方向考虑轨枕离散支撑线路基础弹性且考虑钢轨在枕跨距间周期性弹性变化^[10,11]; (2) 等效离散化的钢轨加轨枕连续支撑在模拟线路基础的线

性弹簧与阻尼单元上,且假定离散的钢轨加轨枕有三自由度(垂、横和侧滚)^[12,13]; (3) 不考虑钢轨、轨枕及线路基础弹性-完全刚性线路模型^[10,11]。所以,系统模型包括 98 个状态变量,其中包括 8 个约束状态变量、6 个弹性变形状态变量、18 个动态力状态变量、8 个轮/轨接触约束力状态变量以及其它状态变量等。

与通常直线和曲线不同,道岔的特殊性在于其钢轨横断面既随线路的长度发生变化,而其左、右轨之间又存在着变化。道岔区钢轨横断面几何外形可通过样条函数来描述,而沿线路方向钢轨外形的变化则由线性插值获得。为包括道岔的不同部分,必须定义道岔区的四部分独立的钢轨横断面外形,

即：翼轨、运行轨、尖轨和岔心轨、护轨。

车轮踏面采用 LMA 型，几何外形由三次样条函数逼近。由于当轮对通过岔心部分时，除了车轮踏面与钢轨接触外，轮背和护轨间也会出现一额外的接触，因此轮背外形也需独立的定义，故采用立方 B-样条函数描述。为保证模拟真实性，轮/轨间采用了多点接触模型。

4 仿真模拟结果及试验验证

图 4 示出了侧向线路道岔几何外形图，图中右侧示出了道岔的岔心和护轨横断面几何外形随线路长度的变化。研究过程中取最恶劣 12 号道岔线路，道岔区长约 35m、曲线半径 350m。

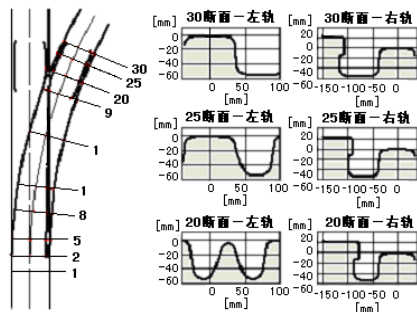
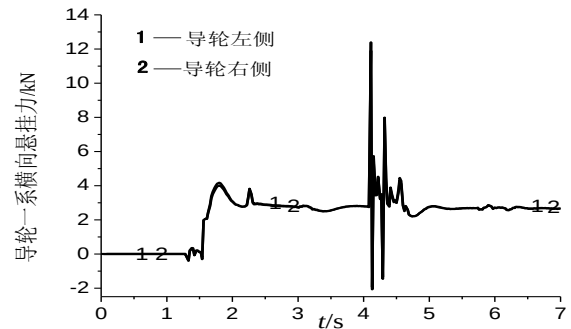
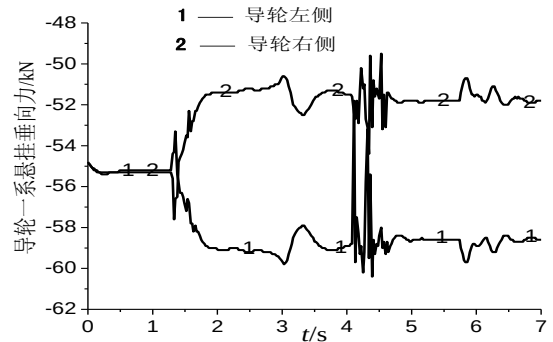
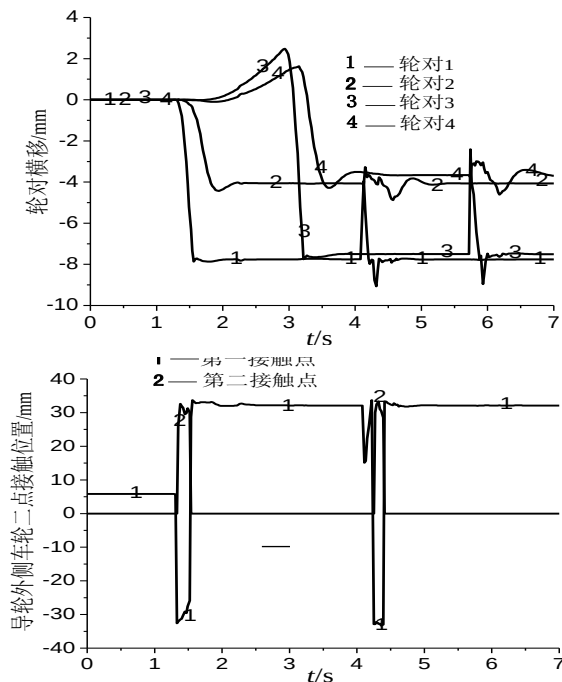


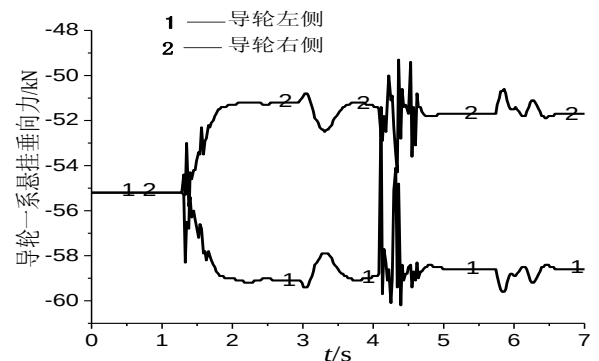
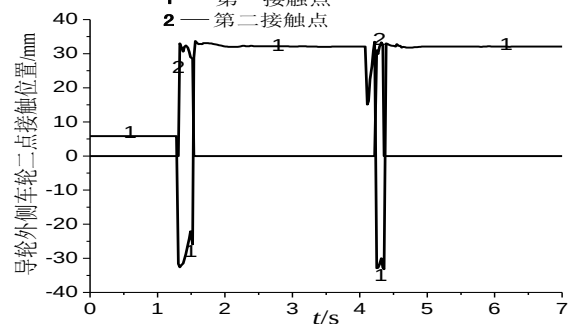
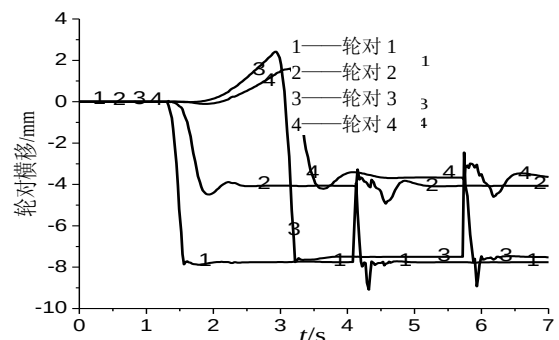
图 4 道岔及钢轨横断面几何外形

Fig.4 Geometry of the switch and its selected cross sections

图 5 示出了车辆以 $V = 40\text{km/h}$ 运行通过 12 号侧线道岔时三种模型的主要计算结果。由图中的结果可对比分析出三种模型间的差异与共同点。



离散弹性支撑钢轨线路模型(模型 1)



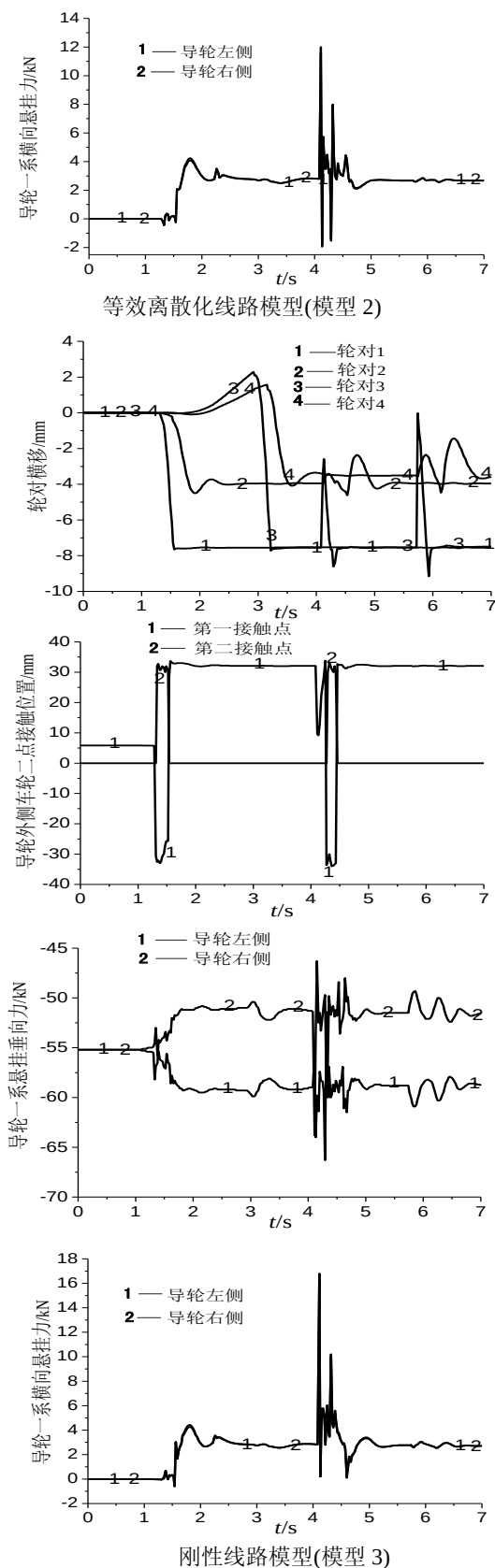


图5 车辆通过12号道岔时轮轨间及悬挂仿真响应结果
Fig.5 Simulation results of the primary suspensions and the wheel-rails contacts when rolling-stock running through switch No.12

由计算结果可见,当前转向架导轮对(第一轮对)进入道岔的尖轨区时,轮对开始明显向曲线的外轨偏移直至出现轮缘接触,而从动轮对则基本上仍保持对中的位置。在导轮对外侧轮(左轮)通过尖轨时,外侧车轮出现了二点接触,而在通过岔心时,右轮轮背与护轨产生冲击,诱发了轮对的第二次振荡。此外,左、右钢轨横断面沿线路方向的变化对转向架振动性能的影响也可通过轮对的一系悬挂力反映得到。

在完成了通过道岔的仿真计算后,将作用于转向架构架的动态载荷时间历程通过使用 FEMBS⁻¹ 程序^[4,5]转换为适用于 ANSYS 程序的数据格式文件。图6示出了在最大动态载荷时刻,转向架构架的应力分布云图及最大应力位置。图7示出了对应于最大应力点的动态应力幅值 $\Delta\sigma_{x(t)}^1$ 和 $\Delta\sigma_{x(t)}^2$ 的时间历程和对应的频谱图,可见动态应力幅的变化规律分别主要与一系垂向和横向悬挂力的变化相类似,且均是在通过道岔的尖轨和岔心处引起振荡,进一步的相关性分析也证明了 $\Delta\sigma_{x(t)}^1$ 和 $\Delta\sigma_{x(t)}^2$ 分别主要与一系垂向和横向悬挂力相关^[7]。

对比分析图5和图7三种模型计算结果可见,当通过道岔的岔心时,刚性线路模型的冲击响应明显高于其它二种模型的响应,而在其余线路区域三种模型的响应结果则十分接近,说明在道岔区不考虑线路的弹性会产生较大的偏差。进一步分析模型1和模型2响应结果可知,虽然具有不同的弹性基础线路模型且二者响应结果变化曲线略有差别,但二者响应结果数值仍十分接近,表明弹性线路模型的差异,会引起轮对和一系悬挂响应振动形式的改变,但对响应结果数值影响甚微。

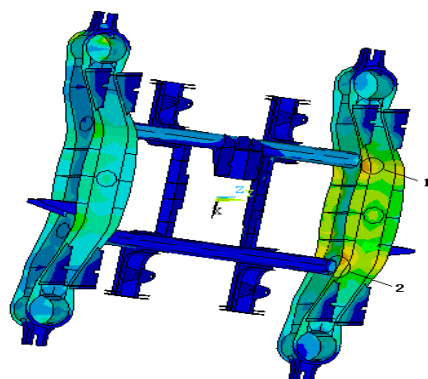
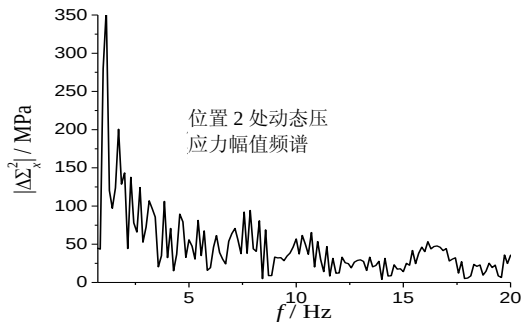
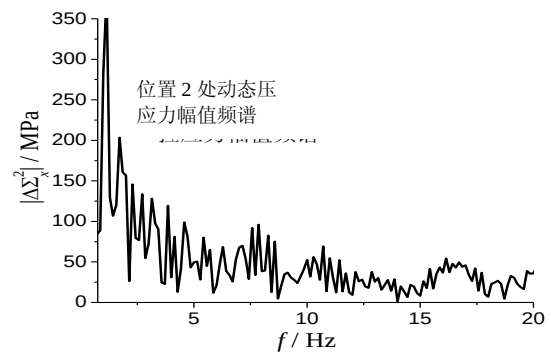
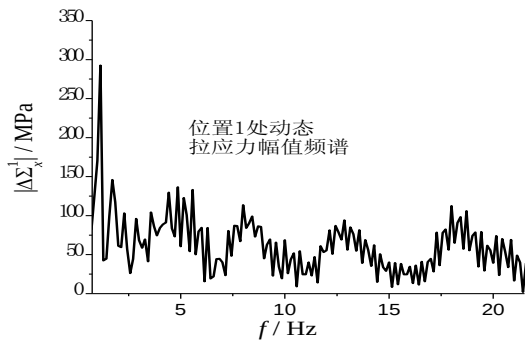
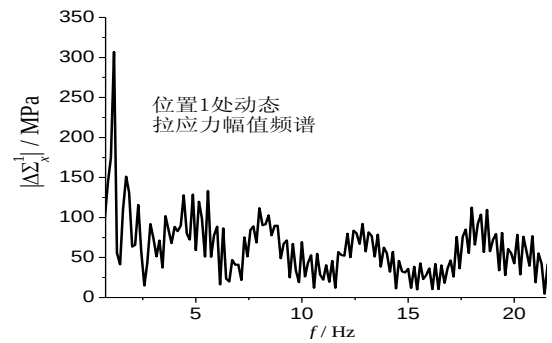
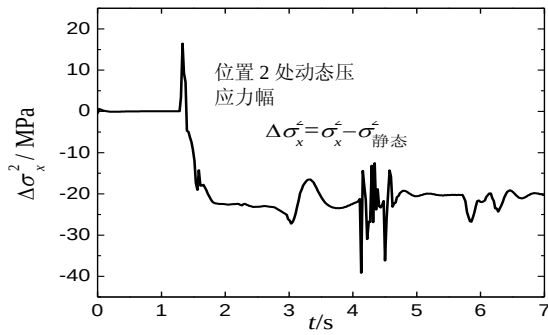
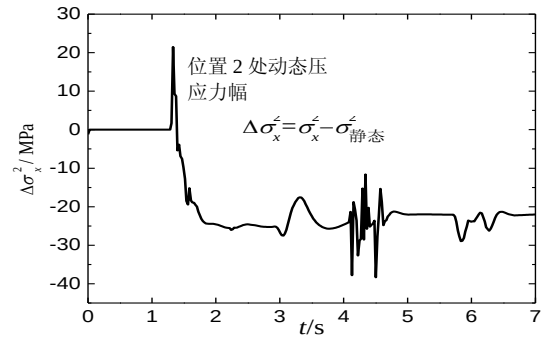
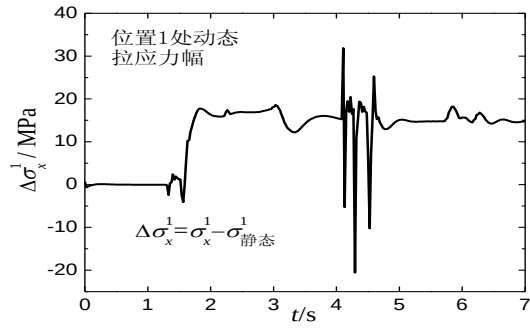
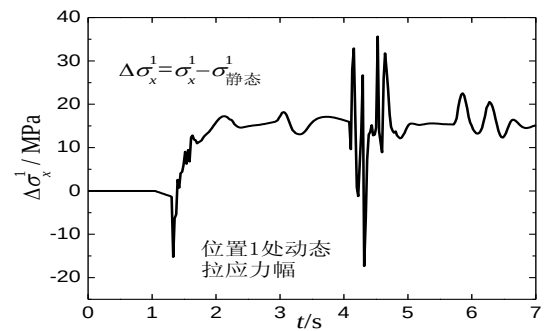


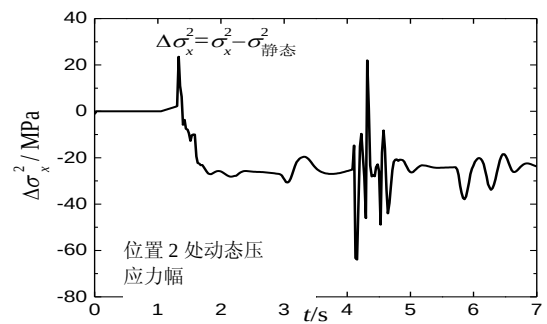
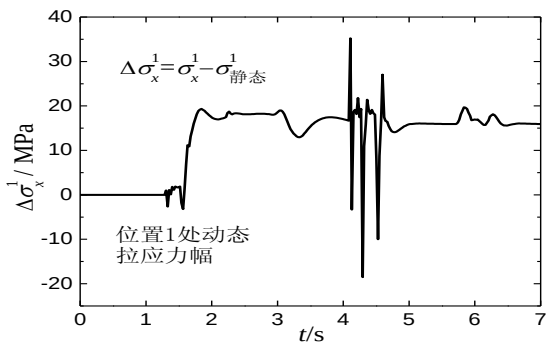
图6 转向架构架承受最大动载荷时的应力分布云图及最大拉1处、压2处应力位置图
Fig.6 Stress distribution for the whole bogie frame; Locations marked as 1 and 2 were the maximum tensile stress and compressive stress, respectively



(模型2)



(模型1)



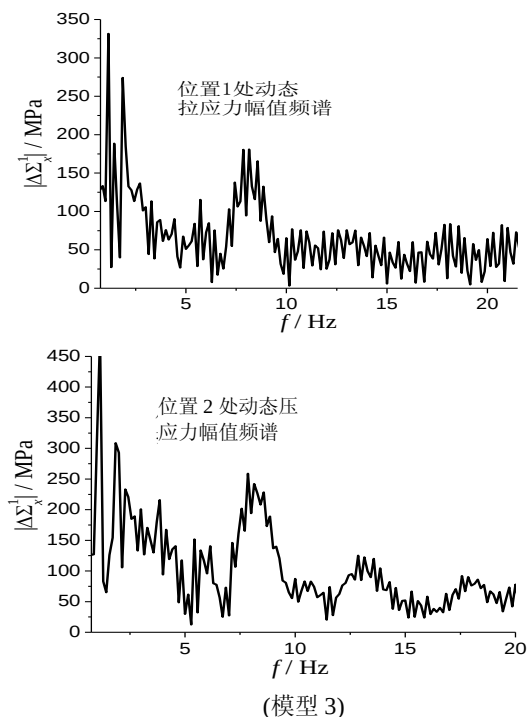


图7 车辆通过12号道岔时构架最大拉(1处)和压(2处)动态应力幅值时间历程和频谱

Fig.7 Simulated time histories and frequency spectrums for the dynamic stresses at the location 1, 2, under running through a switch No.12

图8 示出了车辆以 $V=35\text{km/h} \sim 40\text{km/h}$ 运行通过12号侧线道岔时的动态应力幅值试验结果^[7]。将实测结果与计算结果进行对比后可见,模型与试验结果基本一致,但在通过尖轨和岔心时模型结果要大于试验结果,这或许是由于实测时运行速度偏低(35km/h左右)及所用材质制造公差厚度偏大和测量点位置偏差等所致。进一步分析通过尖轨和岔心时各模型与试验的结果,可知模型3的结果无论是振动数值还是振动强度均为最大,而模型1和模型2的结果则十分接近且与试验结果基本吻合,表明在通过道岔等特殊线路时,由于存在冲击,不考虑线路的弹性可能造成计算结果偏大,但弹性线路模型亦不宜考虑的过于复杂化(如模型1),模型2的等效弹性线路模型的精度已足够高。

图7和图8还分别示出了计算与实测结果动应力幅的频谱图。综合分析时域与频域的结果可见,低于5Hz的动态应力主要是车辆在直线和进入道岔的曲线上的振动所引起,而高于5Hz的动态应力则主要是在道岔的岔心和岔尖处产生。从频谱图的结果可见考虑线路弹性的模型1和模型2,在通过道岔的岔心和岔尖时,动态应力的振荡频率主要集中在

在5Hz~17Hz间,与试验结果基本吻合;而刚性线路模型3,其振荡频率则主要集中在7Hz左右,表明构架动应力的振荡频率由于存在线路弹性而拓宽了其频带从而导致减少了动态应力的振荡幅值。

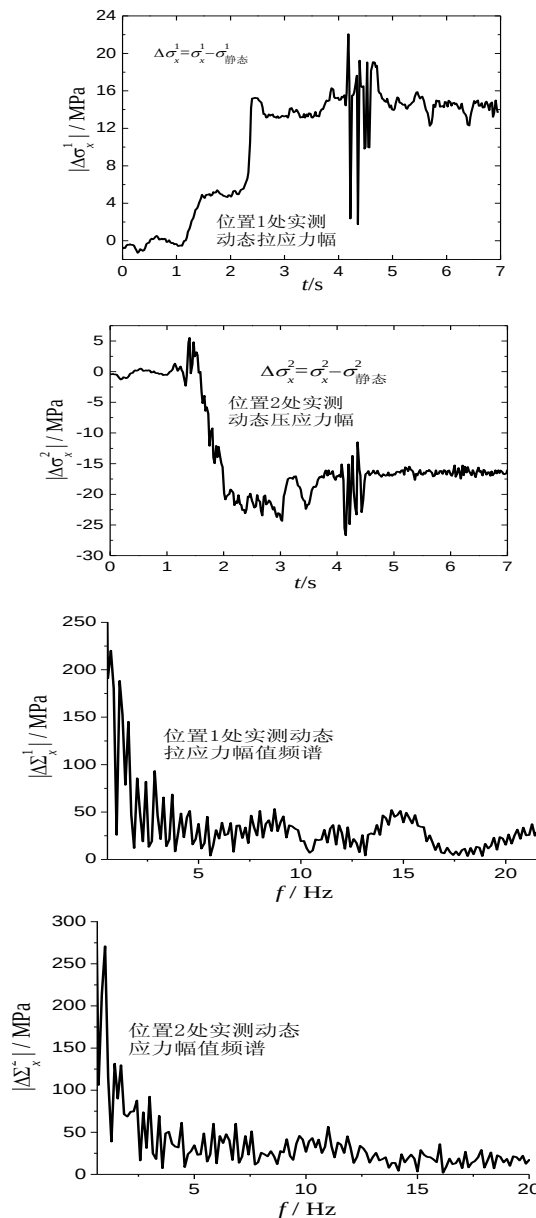


图8 车辆通过12号道岔时实测构架拉(1处)和压(2处)动态应力幅值时间历程和频谱

(数据采集频率500Hz, 数据处理滤波频率50Hz)

Fig.8 Experimental time histories and frequency spectrums for the dynamic stresses at the location 1, 2, under running through a switch No.12(Sampling frequency 500Hz, filtering frequency 50Hz)

5 结论

(1) 基于MBS与FE分析软件,建立了考虑线

路弹性与刚性及把转向架构架视为弹性体的高速车辆/线路耦合系统通过道岔运行的三种模型。分别仿真分析了三种模型轮轨接触状况和作用于弹性构架上的动态载荷,将三种动态载荷通过后处理程序 FEMBS⁻¹ 转化为适用于 FE 程序的载荷文件,再借助于 FE 程序 ANSYS 分析了整个构架的应力分布和最大应力位置及应力时间历程变化。通过分析计算可知,转向架构架的最大拉、压动态应力分别主要与一系垂向和横向悬挂力相关。

(2) 分析对比三种模型的仿真结果及试验结果可见,在通过道岔这类特殊线路时,由于存在冲击,不考虑线路的弹性可能造成计算结果偏大,但弹性线路模型亦不宜考虑的过于复杂化,相对简化的等效弹性线路模型即可取得令人满意的结果。

(3) 在车辆通过道岔的岔心和岔尖时,转向架构架动态应力的振荡频率主要集中在 5Hz~17Hz 间,且构架动应力的振荡频率由于存在线路弹性而拓宽了其频带从而导致了动态应力幅值的减少。

参考文献:

- [1] Schupp G, Jaschinski A. Virtual prototyping: the future way of designing railway vehicles [J]. *Int. J. of Vehicle Design*, 1999, 22(1-2): 93~115.
- [2] Dietz S, Hippmann G, Schupp G. Interaction of vehicles and flexible tracks by co-simulation of multibody vehicle systems and finite element track models [J]. *Vehicle System Dynamics Supplement*, 2003, 37: 372~384.
- [3] Andersson C, Abrahamsson T. Simulation of interaction between a train in general motion and a track [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2002, 38(6): 433~455.
- [4] Intec GmbH [Z]. SIMPACK User's Manual. Germany: Wessling, 2000.
- [5] Wallrapp O. Flexible bodies in multibody system codes [J]. *Vehicle System Dynamics*, 1998, 30(3): 237~256.
- [6] Guyan R J. Reduction of stiffness and mass matrices [J]. *AIAA Journal*, 1965, 13(2): 1133~1145.
- [7] CW200K 型转向架动应力测试及疲劳可靠性评估报告 [R]. 北京: 北京交通大学, 2004.
Testing of the dynamic stresses and evaluation of fatigue reliability for CW200K bogie [R]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2004. (in Chinese)
- [8] Kalker J J. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact [J]. *Vehicle system dynamics*, 1982, 11(1): 1~13.
- [9] Kalker J J. A simplified theory for non-Hertzian contact [C]. *Proc. 8th IAVSD-Symp*, Cambridge: Swets & Zeitlinger, 1983.
- [10] Knothe K, Grassie S L. Modelling of railway track and vehicle/track interaction at high frequencies [J]. *Vehicle System Dynamics*, 1993, 22(5): 209~262.
- [11] Grassie S L. Models of railway track and vehicle/track interaction at high frequencies: Results of benchmark test [J]. *Vehicle System Dynamics Supplement*, 1996, 25: 243~262.
- [12] 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.
- [13] Dietz S, Netter H, Sachau D. Fatigue life prediction by coupling finite element and multibody system calculations [C]. *Proc. of DETC'97*, Sacramento: California Press, 1997. 14~17.