

考虑车辆振动的高速列车制动系统动态响应*

张亮^{1,2}, 王志伟^{1,2}, 王权^{1,2}, 莫继良^{1,2}, 冯鉴², 王俊勇²

(1. 西南交通大学机械工程学院 成都, 610031) (2. 轨道交通运维技术与装备四川省重点实验室 成都, 610031)

摘要 为了研究车辆振动对高速列车制动系统温度和振动特性的影响, 首先, 建立了高速列车整车动力学模型, 通过线路试验验证了该模型的有效性; 其次, 建立了盘-块制动系统热机耦合有限元模型, 通过对比仿真与试验摩擦块界面温度分布, 验证了该模型的正确性; 最后, 基于车辆动力学模型获得的振动环境, 研究了简谐激励和轨道不平顺激励作用下制动系统的温度和振动特性。结果表明: 与忽略车辆振动相比, 当简谐激励频率为转频 20 倍时, 制动系统的振动加速度均方根值增加了 304%; 当考虑轨道不平顺激励时, 制动系统的振动加速度均方根值增加了 24%; 外部激励会引起系统复杂的局部接触行为, 导致摩擦块界面温度最大值和温度场分布与无外部激励相比存在一定的差异。因此, 在分析评估高速列车制动系统温度和振动特性时, 特别是在长大坡道制动条件下, 需要考虑车辆振动环境的影响。

关键词 高速列车; 制动系统; 动力学; 热机耦合; 轨道不平顺

中图分类号 TH117.1; U271.91

引言

高速列车基础制动作为保证列车安全行驶的关键装置, 对其制动性能要求也尤为苛刻。由于高速列车盘式制动系统直接安装在轮轴上, 导致制动系统在服役过程中易受到轨道不平顺激励引起的车辆振动的影响, 其动态性直接影响高速列车的运行安全。在制动时, 制动盘和闸片发生剧烈摩擦, 产生大量的热量, 周期性的热冲击使摩擦表面形成热斑, 且在热机耦合作用下, 轨道不平顺激励引起的车辆振动环境对制动系统各部件的疲劳损伤以及振动噪声具有重要影响^[1]。

研究人员通常采用数值模拟、缩比试验和全尺寸试验等方法来研究制动系统的振动行为、尖叫噪声和温度特性等影响因素^[2-4]。石晓玲等^[5]采用有限元法得到制动盘在 300 km/h 紧急制动的热应力分布, 推测出驱动制动盘热疲劳裂纹的主要原因是周向残余应力。张乐乐等^[6]提出了通过摩擦功率法及摩擦副周向接触长度来计算制动盘摩擦热流密度的方法, 得出制动盘摩擦半径至外径区域为主要的高温集中区域。杨智勇等^[7]采用弹塑性热机耦合方法分析了制动盘热斑的形成。张康智等^[8]采用瞬时分分析法研究了系统参数与动力学行为的关系, 得出系统切向振动幅值随着闸片托弹性模量的降低而逐渐

减小、而法向振动不受闸片托弹性模量影响的结论。王东伟等^[9]分析了热机耦合 2 种状态下的系统振动信号, 得到在热机耦合状态下系统自激振动强度增大的结论。以上对制动系统的研究忽略了外部激励的影响。轮轨激励对于高速列车关键零部件的动力学行为和振动特性具有不可忽略的影响, 特别是在高速运营条件下^[10-11]。因此, 有必要开展外部轮轨激励对制动系统温度和振动特性影响的研究, 有利于指导制动系统的优化设计。

为研究车辆振动环境下高速列车制动系统的温度和振动特性, 笔者建立了高速列车整车动力学模型和盘-块制动系统热机耦合有限元模型, 并考虑了制动系统服役过程中的车辆振动环境、盘-块系统的摩擦作用以及完全热机耦合等因素。基于建立的模型, 研究了考虑车辆振动环境作用下制动系统的温度和振动特性, 为评估制动系统各部件的疲劳使用寿命、降低尖叫噪声及改善制动系统的结构提供了理论依据。

1 高速列车制动系统振动环境

1.1 车辆动力学模型

车辆动力学模型及测点位置如图 1 所示。该模

* 国家自然科学基金资助项目(51822508); 四川省科技计划资助项目(2020JDTD0012); 中央高校基本科研业务专项基金资助项目(2682021CX025)

收稿日期: 2021-05-24; 修回日期: 2021-07-02

型由27个部件组成,包括车体(1个)、构架(2个)、轮对(4个)、制动盘(12个)和轴箱(8个)。轴箱与构架之间通过一系悬挂系统连接,构架与车体通过二系悬挂系统连接。轴箱安装在轮轴两端,允许绕轴点头运动,制动盘固定安装在轮轴上。图2为模型拓扑图。车辆系统各部件结构特点、运动特性及连接方式如图2所示,其主要参数与文献[12]一致。

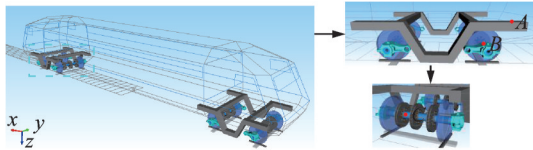


图1 车辆动力学模型及测点位置

Fig.1 Vehicle dynamics model and measuring point location

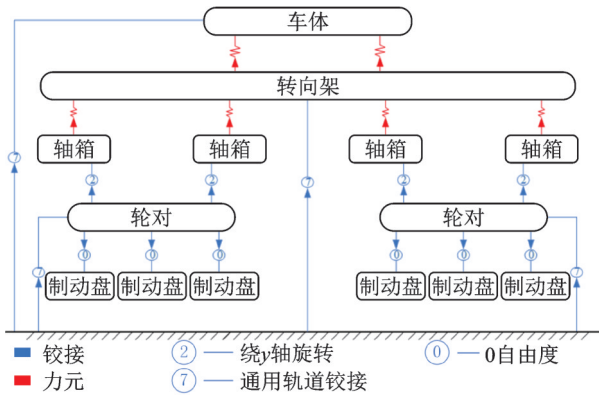


图2 模型拓扑图

Fig.2 Model topology

建立的三维车辆动力学模型中每个部件最多考虑6个自由度,包括纵向、横向、垂向、侧倾、俯仰和横摆运动。车辆系统各组成部分自由度见表1,可简化为包含50个自由度的多刚体动力学模型,其中:悬挂系统通过弹簧阻尼单元建立;相互动态作用力通过相对位移和速度计算。基于D'Alembert原理,系统二阶振动微分方程可表示为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (1)$$

其中: M 为质量矩阵; C 为阻尼矩阵; K 为刚度矩阵; x 为位移坐标列向量; $F(t)$ 为外部激励列向量。

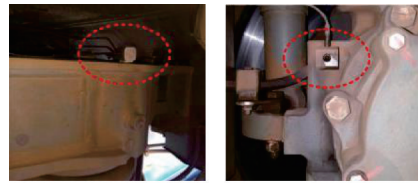
表1 车辆系统各组成部分自由度

Tab.1 Degrees of freedom of vehicle system components

组成部分	纵向	横向	垂向	侧倾	俯仰	横摆
车体	S_c	y_c	z_c	α_c	β_c	γ_c
构架	S_{b_i}	y_{b_i}	z_{b_i}	α_{b_i}	β_{b_i}	γ_{b_i}
轮对	S_{w_i}	y_{w_i}	z_{w_i}	α_{w_i}	β_{w_i}	γ_{w_i}
制动盘	—	—	—	—	—	—
轴箱	—	—	—	—	β_{a_i}	—

1.2 现场试验与模型验证

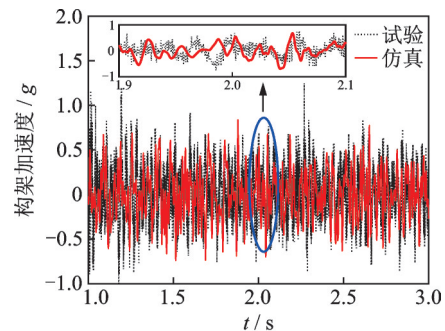
为了验证车辆动力学模型的正确性,在京沪线开展动车组线路试验,测试转向架和轴箱振动加速度信号。测点位置为图1中的A点和B点,加速度传感器安装位置如图3所示。试验过程中车辆运行速度为300 km/h,采样频率为5 kHz。仿真和现场试验的振动加速度如图4所示。



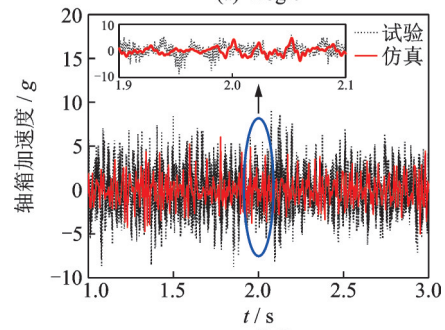
(a) 转向架 (a) Bogie (b) 轴箱 (b) Axle box

图3 加速度传感器安装位置

Fig.3 Position of acceleration sensor



(a) 转向架 (a) Bogie



(b) 轴箱 (b) Axle box

图4 仿真和现场试验的振动加速度

Fig.4 Vibration acceleration of simulation and field test

结果表明,转向架的仿真和试验振动加速度均方根值分别为0.27 g和0.29 g,误差较小,为6.9%。轴箱的仿真和试验振动加速度均方根值分别为1.9 g和2.2 g,误差为13.6%。可见,仿真结果与试验结果基本吻合。

仿真和现场试验的振动加速度频谱如图5所示。可以看出,二者的转向架频谱均出现了10 Hz和30 Hz的主频,轴箱出现了30 Hz的主频。其中,

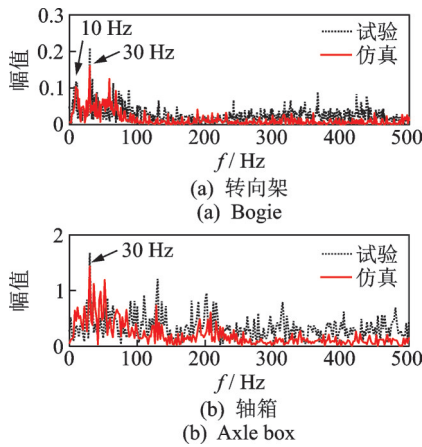


图5 仿真和现场试验的振动加速度频谱

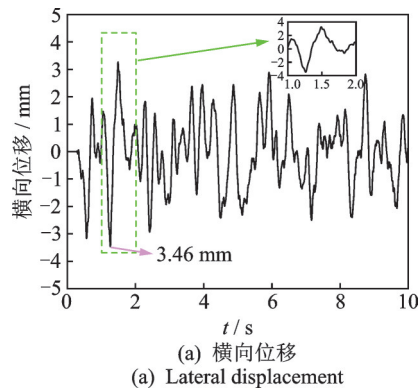
Fig.5 Vibration acceleration spectrum of simulation and field test

30 Hz 对应于该速度等级下轮对的转频,10 Hz 为转向架构架的沉浮频率。此外,由于难以获取准确的线路条件及车辆状态,故试验频谱结果在高频区域具有更大的幅值。

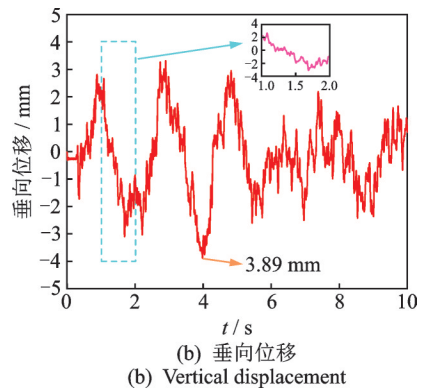
总体来说,仿真分析与试验结果基本吻合,建立的车辆动力学模型能够比较准确地揭示车辆系统的振动特性,模型的有效性和准确性得到了验证。

1.3 服役过程中制动盘振动环境

高速列车制动系统的振动主要来源于 2 个方面:①由轨道不平顺等外部激励引起的振动;②制动盘-片间的摩擦自激振动。为充分考虑运营过程中制动系统的服役行为,采用文献[12]中轨道不平顺激励进行仿真分析。设车辆运营速度为 300 km/h,仿真时间为 10 s,测点位置为图 1 中的 C 点。图 6 为制动盘中心位置相对于构架的位移时间曲线,表明轨道不平顺激励引起的车轴振动最大横向位移为 3.46 mm,最大垂向位移为 3.89 mm,且垂向位移波动剧烈、频率较高,横向位移频率较低。由于制动盘直接安装在车轴上,车轴的剧烈振动会直接影响制动盘的动态特性,从而影响制动系统的制动性能。



(a) 横向位移
(a) Lateral displacement



(b) 垂向位移
(b) Vertical displacement

图6 制动盘中心位置相对于构架的位移时间曲线
Fig.6 Displacement time curve of the brake disc centre position with respect to the frame

2 有限元模型及试验验证

2.1 盘-块制动系统热机耦合有限元模型

图 7 为有限元模型。其中,图 7(a)为盘-块制动系统热机耦合有限元模型,该模型模拟了高速列车制动系统真实的界面接触行为,主要由制动盘和 2 个摩擦块(上侧摩擦块为 S_1 ,下侧摩擦块为 S_2)组成。制动过程中,切入端(摩擦块上首先与制动盘进行摩擦接触的区域)和切出端(摩擦块上首先与制动盘分离摩擦接触的区域)位置如图 7(b)所示。仿真过程中,约束制动盘内圈所有方向的平动自由度仅保留绕 z 轴方向的转动自由度;约束摩擦块外侧面所有方向的转动自由度仅保留 z 轴方向的平动自由度,制动盘与摩擦块之间采用面-面接触。

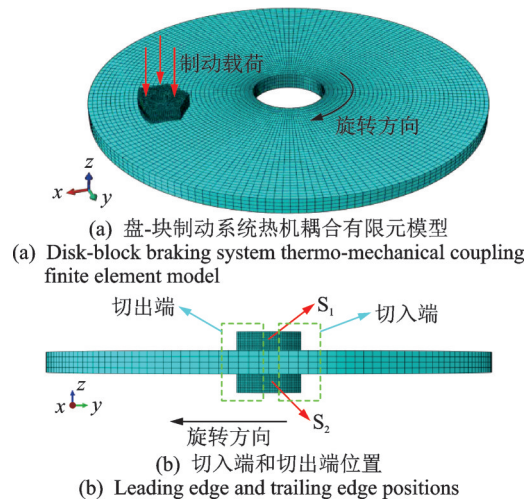


图7 有限元模型

Fig.7 Finite element model

同时,有限元仿真过程中还考虑了材料、几何及边界条件等非线性特性。制动盘和摩擦块的材料参数如表 2 所示。该制动系统模型采用六面体网格划分规则,有限元模型网格特征如表 3 所示。

表 2 制动盘和摩擦块的材料参数

Tab.2 Material parameters of brake disc and friction block

部件	密度/ (kg·m ⁻³)	导热率/ (W·(m·K) ⁻¹)	弹性 模量/ GPa	泊 松 比	线膨胀 系数 (J·(kg·K) ⁻¹)	比热容/ (J·(kg·K) ⁻¹)
制动盘	7 800	32.2	210	0.3	1.16× 10 ⁻⁵	480
摩擦块	2 500	30	8.1	0.3	1.15× 10 ⁻⁵	550

表 3 有限元模型网格特征

Tab.3 Mesh characteristics of finite element model

部件	单元类型	单元数目	节点数目
制动盘	C3DRT	25 456	32 680
摩擦块	C3DRT	24 514	27 765

2.2 制动热边界条件分析

2.2.1 热传导

在热传导的作用下,制动系统热量从温度较高的部分传递到温度较低的部分,单位时间内传递的热量满足傅里叶定律

$$Q_T = \frac{A(T_1 - T_2)L}{K} \quad (2)$$

其中: $T_1 - T_2$ 表示表面温度差,为材料的厚度; K 为材料的热传导系数; A 为导热面积。

2.2.2 表面热对流

制动盘和摩擦块摩擦会产生大量的热量,使制动系统表面温度高于空气温度从而形成温度差,导致表面与空气产生对流散热,单位时间内的散热量满足牛顿冷却定律

$$Q_C = hA(T_a - T_s) \quad (3)$$

其中: h 为对流换热系数; A 为对流面积; $T_a - T_s$ 为空气与固体表面温度差。

2.2.3 表面热辐射

热辐射是一种电磁波形式的辐射传热,表面温度越高,辐射出的能量越大。单位时间内辐射出的能量满足 Stefan-Boltzmann 定律

$$Q_R = \epsilon\sigma A_s(T^4 - T_0^4) \quad (4)$$

其中: ϵ 为材料的辐射率; σ 为 Stefan-Boltzmann 常数,取值为 5.67×10^{-8} ; A_s 为辐射面积; T 为辐射面绝对温度; T_0 为环境绝对温度。

2.3 试验与模型验证

2.3.1 试验介绍

为验证热机耦合有限元模型的正确性,在自行研制的高速列车摩擦制动缩比试验台上进行了拖曳试验。图 8 为试验台结构示意图及样品尺寸。该试验台可实现不同转速、制动力等参数下的制动摩擦

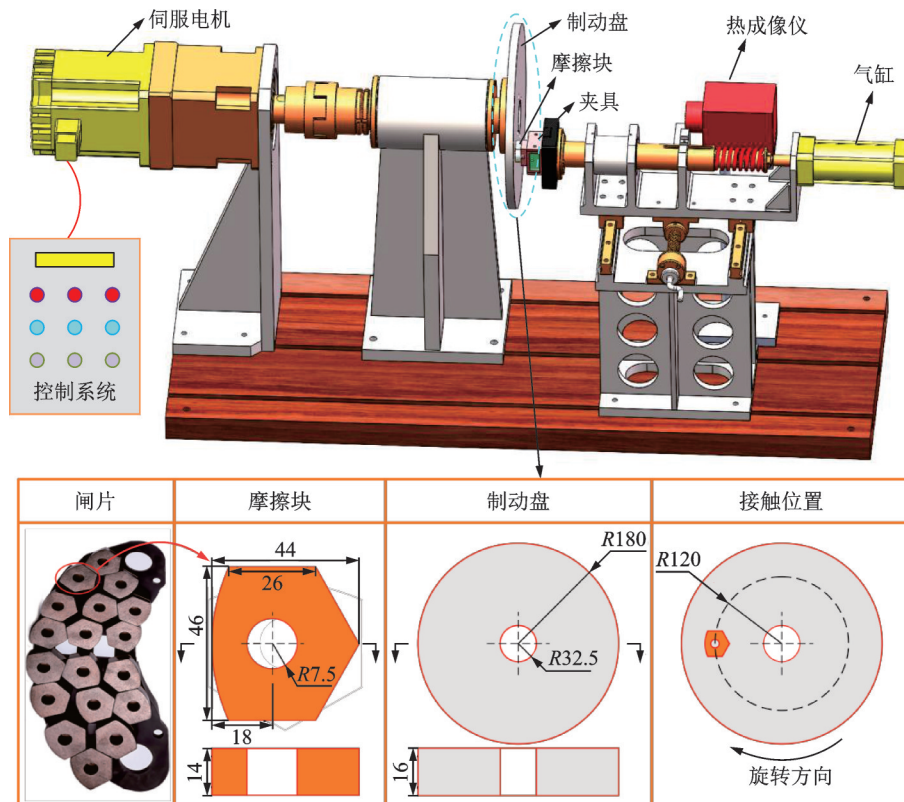


图 8 试验台结构示意图及样品尺寸(单位:mm)

Fig.8 Schematic diagram of test bench structure and sample size (unit: mm)

试验。通过控制系统可控制伺服电机的启停、离合器的吸合状态以及制动力的加载状态。摩擦块样品取样于我国动车组 CRH380A 型高速列车闸片,其材料为铜基粉末冶金(弹性模量 $E=8.1$ GPa),制动盘样品选用锻钢材料(弹性模量 $E=210$ GPa)。

在试验过程中,实验室环境温度保持在 20°C 左右,制动盘转速为 200 r/min,制动力为 600 N。为保证测试结果的重复性和可靠性,试验重复进行 4 次。测试时间为 9 s,制动盘旋转 30 圈。试验结束后,通过热成像仪(FLIR E40,精度为 $\pm 2^{\circ}\text{C}$)获取摩擦块界面温度分布情况。

2.3.2 试验与仿真结果分析

在有限元计算中,考虑到仿真时间成本,为了保证制动盘与试验过程工况一致,设制动盘转速为 30 r/s,制动力与试验保持一致,环境温度为 20°C ,仿真时间为 1 s。图 9 为摩擦块界面温度分布。通过对比仿真与试验结果可知,摩擦块界面高温区均出现在摩擦块的内侧周向和外侧周向,且外侧周向温度明显高于内侧周向温度,这是由于摩擦块外侧区

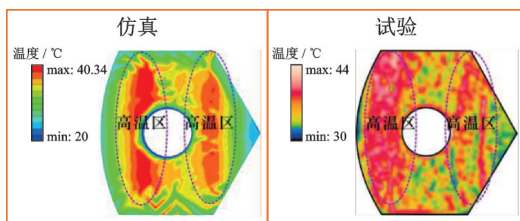


图9 摩擦块界面温度分布

Fig.9 Temperature distribution of friction block interface

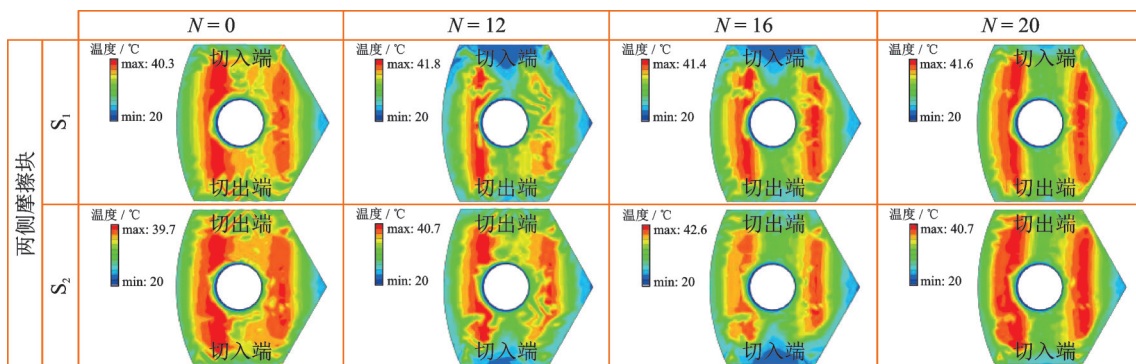


图10 不同激励频率下两侧摩擦块界面温度分布图

Fig.10 Distribution of interface temperature of friction blocks on both sides under different excitation frequencies

为了进一步说明简谐激励对系统温度的影响,选取 $N=0$ 和 $N=20$ 的系统摩擦块上同一节点温度进行对比。图 11 为摩擦块上同一节点温度时间历程曲线。结果表明,制动 1 s 后,同一节点的最大温度相差约 3°C 。随着制动时间的增加,简谐激励对

域线速度明显高于内侧区域。由此可验证盘-块热机耦合模型的正确性。

3 外部激励对制动系统影响

3.1 简谐激励

在实际运行过程中,横向振动和车辆稳定性相关,垂向振动更为显著,特别是车轮出现失效现象时。因此,首先考虑垂向位移激励来模拟车辆振动对制动系统的影响。通过改变制动盘内圈 y 轴方向的平动约束来模拟车辆振动激励,约束可表示为

$$U_2 = A \sin(N2\pi nt) \quad (N=0, 4, 8, 12, 16, 20) \quad (5)$$

其中: U_2 为制动盘 y 轴方向的位移; A 为振幅(取垂向位移的最大值 3.89 mm); N 为制动盘转频的倍数($N=0$ 为无简谐激励); n 为制动盘的转频(30 r/s); t 为时间。

3.1.1 摩擦块界面温度特性分析

计算了谐波阶数在 $0\sim 20$ 范围内变化的系统动态响应,由于结果具有类似规律,这里仅列出 4 种工况下制动盘两侧摩擦块 1 s 时刻的界面温度分布。图 10 为不同激励频率下两侧摩擦块界面温度分布图。可以看出,两侧摩擦块的温度分布出现了明显的不对称。当 $N \geq 12$ 时,摩擦块高温区域的面积明显比无简谐激励的小,且高温区域主要集中在摩擦块轴向的内侧和外侧。这是由于随着简谐激励频率的增大,制动盘与摩擦块接触状态更加不稳定,导致局部接触行为更加复杂并产生局部高温现象。

系统温度的影响也逐渐明显。

不同激励频率下两侧摩擦块温度最大值如图 12 所示。可见,系统在简谐激励的作用下,两侧摩擦块界面温度的最大值均稍高于无简谐激励状态,表明简谐激励频率对制动系统温度最大值有一定影

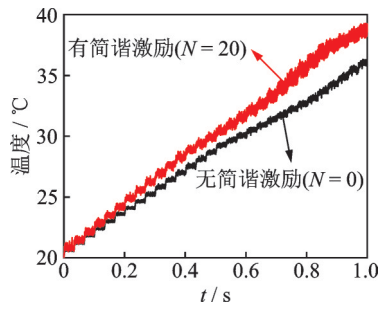


图11 摩擦块上同一节点温度时间历程曲线

Fig.11 Temperature time history curve of the same node on friction block

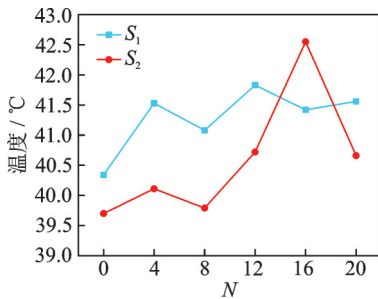


图12 不同激励频率下两侧摩擦块温度最大值

Fig.12 Maximum temperature of friction blocks on both sides under different excitation frequencies

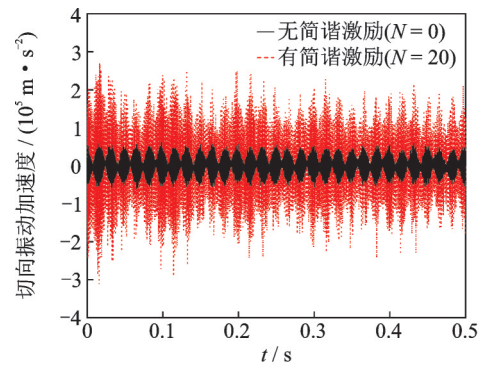
响,并随着仿真时间的增长,影响更加明显。

3.1.2 制动系统振动特性分析

图13为切向振动加速度分析。在有/无简谐激励作用下的制动系统稳定阶段切向振动加速度时域图如图13(a)所示,加速度大小与文献[13]一致。系统在简谐激励作用下的振动强度比无简谐激励状态下明显更大,表明简谐激励会导致系统的振动加剧,影响系统的稳定性。图13(b)为对应情况下的切向振动加速度频谱图。可以看出,无简谐激励状态下的频谱成分主要是1487.8 Hz和1547.8 Hz。不同的是,简谐激励作用下的频谱成分不仅包括无激励下的主频,还包括600 Hz和4267 Hz等主频。其中:600 Hz为外部激励频率;1547.8 Hz与1487.8 Hz相差60 Hz是受制动盘转频调制导致的。在简谐激励的作用下,系统在基频处的能量略低于无简谐激励,且振动主频从1487.8 Hz上升到4267 Hz,在简谐激励的作用下,系统振动主频处的能量从84.5 dB增大至95.7 dB,增大了13.3%。

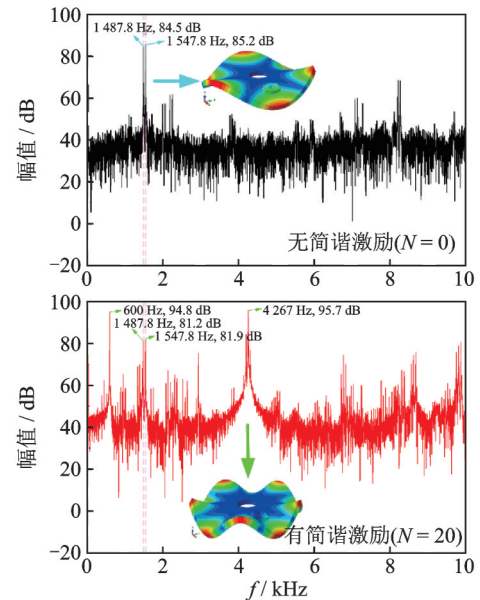
为进一步说明系统在不同主频下对应的振动形式,图14所示的制动系统模态列举了系统主要8阶模态振型。可以发现,频谱结果主频分别与系统模态结果1504.4 Hz和4278.4 Hz对应。

不同激励频率下切向振动加速度均方根值如



(a) 切向振动加速度时域图

(a) Tangential vibration acceleration time domain diagram



(b) 切向振动加速度频谱图

(b) Tangential vibration acceleration spectrum diagram

图13 切向振动加速度分析

Fig.13 Analysis of tangential vibration acceleration

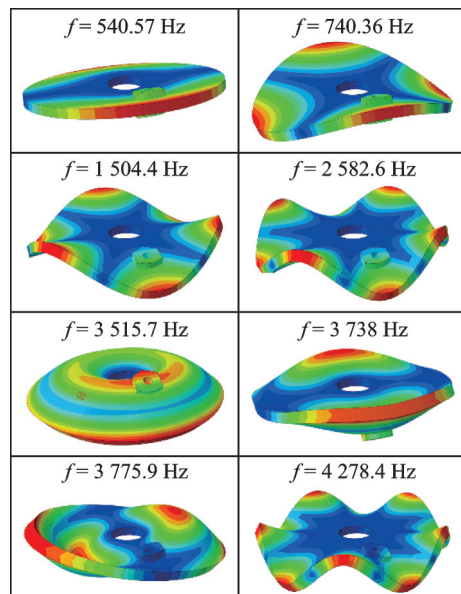


图14 制动系统模态

Fig.14 Modes of braking system

图 15 所示。可以发现,系统的切向振动加速度均方根值会随着激励频率的增加而不断增加。相比于无简谐激励,考虑激励时($N=20$)的振动加速度均方根值增加了 304%。因此,简谐激励会导致制动系统的振动明显增大,在制动系统振动评估中不应忽略系统外部振动环境的影响。

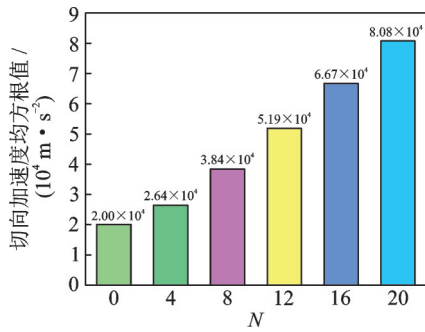


图 15 不同激励频率下切向振动加速度均方根值

Fig.15 Root mean square value of tangential vibration acceleration under different excitation frequencies

3.2 车辆振动

3.2.1 摩擦块界面温度特性分析

不同工况下两侧摩擦块界面温度分布如图 16 所示。可以看出,两侧摩擦块的温度分布明显不对称,且在 0.1 s 时刻,两侧摩擦块高温区域主要分布在切入端,与文献[14]研究吻合。这是由于在制动

开始前期,摩擦力引起的旋转压紧效应使得摩擦块切入端成为主要的应力集中区域并产生局部高温现象。在 0.4 s 时刻,摩擦块切入端、中部和切出端均已出现高温区域,且不断发生变化,出现局部“高温闪温”现象。同时,对不同工况下制动盘两侧摩擦块界面温度最大值进行了对比分析,发现系统在车辆振动作用下两侧摩擦块界面温度的最大值略高于忽略车辆振动状态下,但是温差较小。

摩擦块上同一节点温度时间历程曲线如图 17 所示。结果表明,在制动 0.8 s 后,同一节点温度开始出现一定的差异,且差异的趋势逐渐增加。这是由于制动盘的振动导致接触状态改变会逐渐影响盘-块摩擦作用,从而引起温度的变化,且随着时间的增加,这种影响会逐渐变大。可见,系统在车辆振动作用下,制动盘和摩擦块间接触状态更加不稳定,使系统局部接触行为更加明显。

3.2.2 制动系统振动特性分析

切向振动加速度分析如图 18 所示。在考虑、忽略车辆振动作用下的制动系统稳定阶段切向振动加速度时域图如图 18(a) 所示,加速度大小与文献[13]一致。在考虑车辆振动的作用下,系统的振动强度比忽略车辆振动的状态下明显更大,表明车辆振动环境会导致系统的振动加剧,影响系统稳定性。

图 18(b) 为稳定阶段切向振动加速度频谱图。可以看出,忽略车辆振动状态下的频谱成分主要是

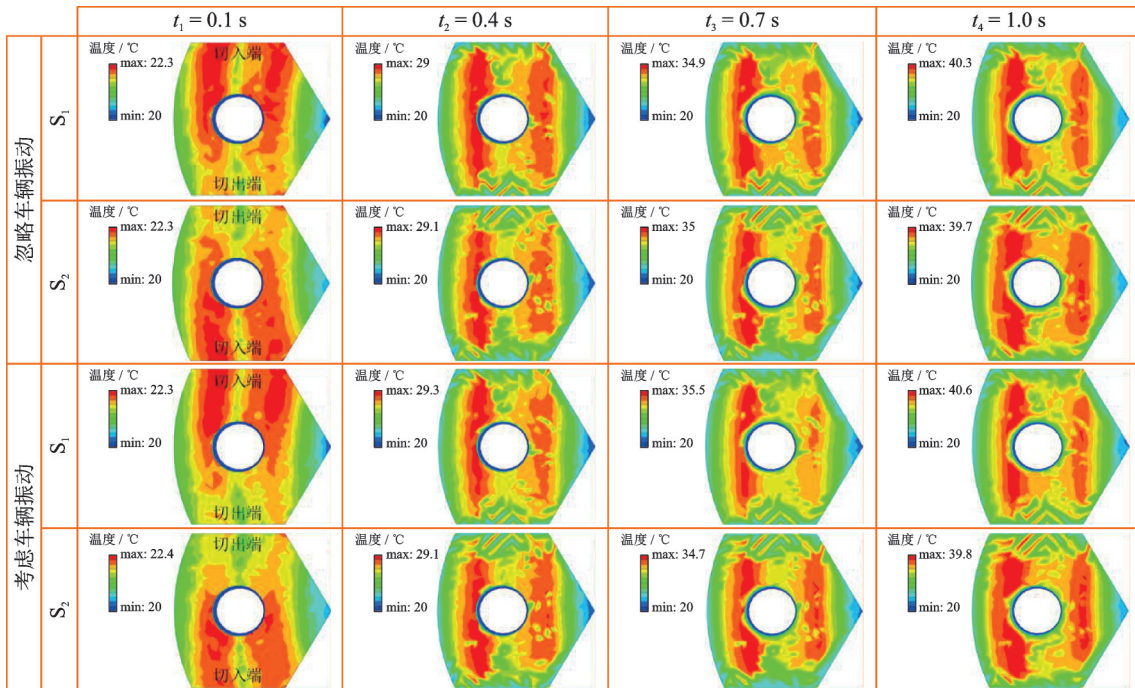


图 16 不同工况下两侧摩擦块界面温度分布

Fig.16 Distribution of interface temperature of friction blocks on both sides under different working conditions

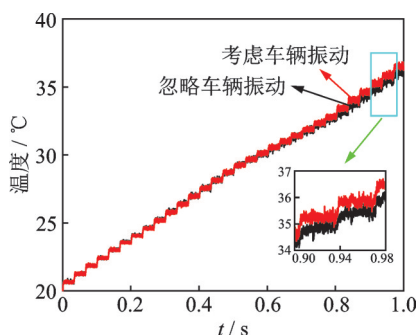
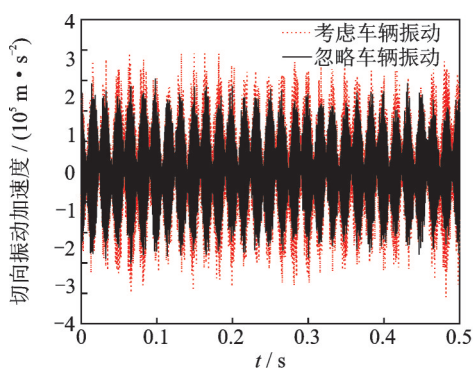


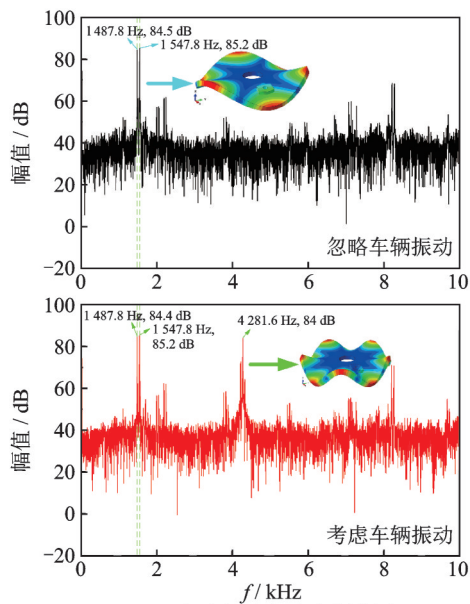
图 17 摩擦块上同一节点温度时间历程曲线

Fig.17 Temperature time history curve of the same node on friction block



(a) 切向振动加速度时域图

(a) Tangential vibration acceleration time domain diagram



(b) 切向振动加速度频谱图

(b) Tangential vibration acceleration spectrum diagram

图 18 切向振动加速度分析

Fig.18 Analysis of tangential vibration acceleration

1 487.8 Hz 和 1 547.8 Hz。车辆振动作用下的频谱成分不仅包括上述 2 个主频,还包括 4 281.6 Hz 的主频。其中,1 547.8 Hz 与 1 487.8 Hz 相差 60 Hz 是受制动盘转频调制导致,系统的响应频率分别与图 14 所示的系统模态结果 1 504.4 Hz 和 4 278.4 Hz 对应。

2 种状态下系统在基频处的振动能量均在 85 dB 左右,可见车辆振动对基频处的振动能量影响不大。在考虑车辆振动的作用下,系统产生了频率更高的主频且振动能量达到 84 dB。

制动系统切向加速度均方根值如图 19 所示。可以看出,车辆振动作用会明显导致系统振动加剧,相比于忽略车辆振动,考虑车辆振动状态的系统振动加速度均方根值增加了 24%。因此,在对制动系统振动评估中,不应忽略车辆运行环境对制动系统的影响。

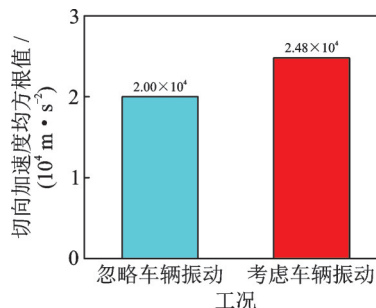


图 19 制动系统切向加速度均方根值

Fig.19 Root mean square value of tangential vibration acceleration of braking system

4 结 论

1) 简谐激励对制动系统温度特性具有一定的影响,对振动特性具有明显影响。摩擦块界面温度最大值在不同激励频率下均略高于无激励状态的结果。相比于无简谐激励,外部激励会激发制动盘高阶模态,导致振动显著增强,当激励频率是转频的 20 倍时,振动加速度均方根值增加了 304%。

2) 服役过程中,轮轨激励对制动系统温度特性存在一定影响。考虑轮轨激励时,系统的温度略高于没有激励时的计算结果,且接触界面由于激励导致的高阶振动模态存在一定差异。与忽略外部激励相比,轨道不平顺激励导致系统振动加速度均方根值增加了 24%。因此,在高速列车制动系统温度和振动特性分析中应该考虑其服役振动环境的影响。

参 考 文 献

[1] 杨国伟,魏宇杰,赵桂林,等. 高速列车的关键力学问题[J]. 力学进展, 2015, 45(1): 217-460.
YANG Guowei, WEI Yujie, ZHAO Guilin, et al. Current research progress in the mechanics of high speed rails[J]. Advances in Mechanics, 2015, 45(1): 217-460. (in Chinese)

- [2] 钱坤才, 吴射章, 乔青锋, 等. 高寒雨雪气候下高速动车组盘片摩擦副摩擦性能[J]. 西南交通大学学报, 2017, 52(6): 1188-1192.
QIAN Kuncai, WU Shezhang, QIAO Qingfeng, et al. Friction performance of brake disks and blocks for high-speed EMU train in cold, rainy and snowy weather[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2017, 25(6): 1188-1192. (in Chinese)
- [3] 李小彭, 岳冰, 王丹, 等. 制动参数对制动系统稳定性的影响[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(1): 73-79.
LI Xiaopeng, YUE Bing, WANG Dan, et al. Influence of braking parameters on the stability of braking system [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(1): 73-79. (in Chinese)
- [4] BELHOCINE A, BOUCHETARA M. Thermal analysis of a solid brake disc [J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 32: 59-67.
- [5] 石晓玲, 李强, 宋占勋, 等. 高速列车锻钢制动盘热疲劳裂纹耦合扩展特性研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(10): 126-132.
SHI Xiaoling, LI Qiang, SONG Zhanxun, et al. Research on coupled extension characteristic of thermal fatigue cracks at forged brake disc for high speed train[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(10): 126-132. (in Chinese)
- [6] 张乐乐, 杨强, 谭南林, 等. 基于摩擦功率法的列车制动盘瞬态温度场分析[J]. 中国铁道科学, 2010, 31(1): 99-104.
ZHANG Lele, YANG Qiang, TAN Nanlin, et al. Analysis of the transient temperature field of train brake discs based on friction power method[J]. China Railway Science, 2010, 31(1): 99-104. (in Chinese)
- [7] 杨智勇, 韩建民, 李卫京, 等. 制动盘制动过程的热-机耦合仿真[J]. 机械工程学报, 2010, 46(2): 88-92.
YANG Zhiyong, HAN Jianmin, LI Weijing, et al. Thermomechanical coupling simulation of braking process of brake disc [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(2): 88-92. (in Chinese)
- [8] 张康智, 毕永强. 高速列车盘形制动系统摩擦振动行为动力学分析[J]. 机械科学与技术, 2020, 39(2): 228-234.
ZHANG Kangzhi, BI Yongqiang. Finite element analysis on friction vibration behavior of high-speed train disc braking system [J]. Mechanical Science and Technology, 2020, 39(2): 228-234. (in Chinese)
- [9] 王东伟, 吴霄, 项载毓, 等. 高速列车盘形制动系统热机耦合特性分析[J]. 西南交通大学学报, 2021, 56(2): 428-436.
WANG Dongwei, WU Xiao, XIANG Zaiyu, et al. Investigation on the thermomechanical coupling characteristics of disc brake system of high-speed train [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2021, 56(2): 428-436. (in Chinese)
- [10] WANG Z W, CHENG Y, MEI G M, et al. Torsional vibration analysis of the gear transmission system of high-speed trains with wheel defects [J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2019, 234(2): 123-133.
- [11] ZHANG T, CHEN Z G, ZHAI W M, et al. Establishment and validation of a locomotive-track coupled spatial dynamics model considering dynamic effect of gear transmissions [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 119: 328-345.
- [12] WANG Z W, ALLEN P, MEI G M, et al. Dynamic characteristics of a high-speed train gearbox in the vehicle - track coupled system excited by wheel defects [J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2019, 234(10): 1210-1226.
- [13] DAVIDE T, FRANCESCO M, ANTONIO C, et al. Instability scenarios between elastic media under frictional contact [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2013, 40(2): 754-766.
- [14] PETRY M, LAMJAHDY A, JAWAD A, et al. Validation of a thermo and a hydromechanical model of a brake system for high-speed rail applications [J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2018, 232(8): 2149-2162.



第一作者简介:张亮,男,1996年1月生,硕士。主要研究方向为高速列车制动系统动力学。

E-mail: lzhang@my.swjtu.edu.cn

通信作者简介:王志伟,男,1991年9月生,博士、讲师。主要研究方向为高速列车制动系统动力学。

E-mail: wangzw@swjtu.edu.cn