

盘-销系统摩擦尖叫瞬态动力学有限元模型

张立军, 刁 坤, 孟德建, 余卓平

(1. 同济大学 汽车学院, 上海 201804; 2. 同济大学 新能源汽车工程中心, 上海 201804)

摘要: 基于 ABAQUS 软件建立盘-销系统的瞬态动力学有限元模型, 在验证模型正确性的基础上分析了系统的运动状态、摩擦副接触状态、系统能量馈入情况以及非线性频率耦合现象。研究发现: 制动盘具有压紧翘曲和高频法向面外振动; 销棒呈弯曲为主, 扭转为辅的振动模式, 且表现为纯滑动的极限环运动; 接触压力分布周期性变化, 法向力和摩擦力变化引起频率的变化; 系统同时存在能量馈入和馈出, 但占主要地位的能量馈入维持系统的摩擦尖叫。

关键词: 盘-销系统; 摩擦尖叫; 瞬态动力学; 复模态; 接触状态; 能量馈入

中图分类号: U463.51

文献标志码: A

Finite Element Modelling of Transient Dynamics of Frictional Squeal in Pin-on-Disc System

ZHANG Lijun, DIAO Kun, MENG Dejian, YU Zhuoping

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. New Clean Energy Vehicle Engineering Center, Shanghai 201804, China)

Abstract: A transient dynamic finite element model of disc-pin system was established with finite element analysis (FEA) software ABAQUS. The transient dynamics FEA model successfully predicted the disc and pin motion state, the frictional contact state and feed in energy of the system as well as nonlinear frequency coupling phenomenon of the disc-pin frictional self-excited vibration system. Results showed that, there existed simultaneously warp caused by mechanical action and high frequency normal vibration on disc. Vibration mode of the pin rod was bent-based, supplemented by torsional vibration, and had pure sliding limit cycle. The contact pressure distribution had periodic variation characteristic, and the normal and friction force influenced the frequency. There existed simultaneously feed-in and feed-out energy in the system, and the feed-in energy which was

dominant in the system caused friction squeal.

Key words: pin-on-disc system; frictional squeal; transient dynamic; complex modes; contact state; feed-in energy

摩擦振动和噪声是机械工程学科具有较大难度的前沿与重大科学问题之一^[1-2]。作为重要的研究手段之一, 数值计算方法主要包括基于有限元的复模态分析方法, 以及基于多体动力学和有限元的瞬态动力学分析方法^[3-4]。瞬态动力学方法能够考虑各种非线性因素的影响, 便于考察系统中各种状态的变化历程和深入地处理分析^[3-6], 因此日益成为研究的重点。

与多柔体方法^[7-8]不同, 基于有限元的瞬态动力学模型能够面向对象进行精细化研究。自 Nagy 等人^[9]的早期探索开始, 随着显式积分^[10]和隐式积分^[11]方法的应用, 瞬态动力学建模逐渐与复模态分析相结合, 在摩擦尖叫的分析中发挥重要作用^[12-15]。针对盘-销系统进行摩擦尖叫机理研究成为重要途径^[16]。目前, 盘-销系统的有限元瞬态动力学建模与分析的主要开展者是 F. Massi 和 L. Baillet 等人, 他们基于 PLAST3D 建立了瞬态动力学模型, 考察了接触区节点的非线性黏滑运动, 分析了盘表面和块各表面上节点在时间域和频率域的振动特征, 盘-块接触面之间动态接触应力变化, 以及盘-块之间的接触力场和块体内部的速度场^[17-23]。但是, 他们的模型将销简化为弹性块, 不仅严重影响了模型与试验的吻合程度, 而且无法描述销复杂的运动。另外, 系统动力学特性分析还不全面, 也没有建立相应的评价指标体系。

课题组前期已经开展了大量的盘-销系统摩擦尖叫试验研究^[24-25], 本文旨在详细介绍基于 ABAQUS 软件建立盘-销系统的瞬态摩擦动力学模

收稿日期: 2013-10-09

基金项目: 国家自然科学基金(51175380); 中央高校基本科研业务费专项资金

第一作者: 张立军(1972—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为车辆振动噪声分析与控制。

E-mail: tjedu_zhanglijun@tongji.edu.cn

型,以及系统考察系统的动力学特性. 本文的研究对于建立高频摩擦尖叫的有限元瞬态动力学模型,进行系统复杂动力学特性的分析,支撑发生机理、关键因素以及控制措施的研究,具有重要的价值.

1 盘-销系统有限元模型

1.1 盘-销系统简介

本文所分析的盘-销系统如图 1 所示,它由制动盘、摩擦衬片(截面为 25 mm×25 mm,厚度为 5 mm)和铝棒(为了满足三向力传感器的安装要求,铝棒设计为 A 和 B 两段)组成. 制动盘是灰铸铁材料的通风盘,摩擦片为半金属基无石棉制动摩擦材料,铝棒为纯铝材料.

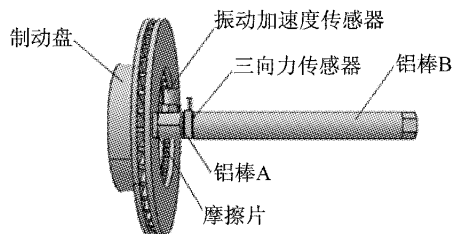


图 1 盘-销系统

Fig.1 Pin-on-disc system

图 2 为盘-销系统的法向压力加载装置原理图. 顺时针旋转螺杆手柄,螺杆向套筒内进给,使弹簧压缩提供铝棒的法向名义作用力.

1.2 盘-销系统有限元模型

建模的主要假设条件包括:① 摩擦副材料各向同性,不考虑阻尼的影响;② 制动盘和摩擦衬片之间的摩擦系数为常数;③ 摩擦衬片和制动盘的接触面平整;④ 不考虑制动过程中温湿度的变化.

表 1 各零部件的材料属性

Tab.1 Material properties of each component

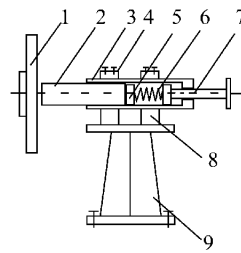
名称	材料	密度 $\rho/(g \cdot mm^{-3})$	杨氏模量 E/MPa	泊松比 μ
制动盘	灰铸铁	7.190	122 000	0.23
摩擦衬片	半金属基,无石棉	2.615	8 600	0.25
加速度传感器	合金钢	8.815	220 000	0.30
铝棒	纯铝	2.716	85 000	0.32

1.2.3 各零部件连接关系的定义

根据试验装置结构和工作机制,对各零部件的连接关系进行了设定,见表 3. 其中,制动盘和摩擦衬片之间的摩擦因数根据试验结果而定.

1.2.4 边界条件定义与载荷施加

模型主要分为两个分析步:① 对铝棒端面施加法向压力,使制动盘和摩擦衬片相接触;② 制动盘



1—制动盘; 2—铝棒; 3—套筒; 4—压板; 5—铜块; 6—弹簧;
7—进给螺杆(带手柄); 8—V 型铁; 9—底座

图 2 法向压力加载装置

Fig.2 Normal force loading device

1.2.1 盘-销系统模型

建模时,在对盘销系统的 Catia 模型进行必要的几何清理后,使用 Hypermesh 对各零部件进行网格划分,其中三向力传感器与两段铝棒一体化,见图 3. 由于各零部件形状规则,为便于基于 ABAQUS 软件的振动冲击分析,各零部件均采用六面体网格(C3D8),整个盘-销系统的单元总数为 34 893 个.

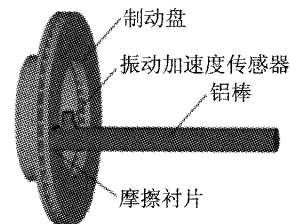


图 3 盘销系统有限元模型

Fig.3 FE model of pin-on-disc system

1.2.2 零部件材料属性定义

通过对比部件自由模态的计算结果与测试结果,不断修正得到各个部件的材料属性. 各部件的具体参数如表 1 所示. 表 2 列出了制动盘的 5 阶自由模态频率计算和测试结果对比,以及约束模态振型情况.

以一定转速匀速转动.

边界条件的设置为:① 在第一个分析步中,为等效实验装置中套筒的支撑作用,在铝棒上定义了三个接触面,如图 4a 所示,通过位移约束使接触面上的节点只能沿着轴向移动;此外,制动盘帽部端面节点沿中心轴线方向的自由度被约束,如图 4b 所示;② 在第二个分析步中,制动盘帽部节点由一个

表 2 制动盘的模态计算结果与试验结果对比

Tab.2 Comparison of calculation results and test results of disc modal characteristics

模态	频率及振型图	阶次				
		1	2	3	4	5
自由模态	试验频率/Hz	1 513.4	2 656.0	3 099.8	4 819.3	6 658.0
	计算频率/Hz	1 539.4	2 722.0	3 117.2	4 740.0	6 471.7
	误差/%	-1.7	-2.5	-0.6	1.6	2.8
	振型图					
约束模态	计算频率/Hz	1 949.3	1 960.3	3 150.7	4 684.9	6 340.0
	振型图					

表 3 各零部件连接关系

Tab.3 Connections among system components

序号	连接的零部件	连接关系	示意图
1	制动盘-摩擦衬片	面面接触 (惩罚算法, $\mu=0.4$)	
2	摩擦衬片-铝棒	黏结	
3	铝棒-振动加速度计	黏结	
4	制动盘	耦合	

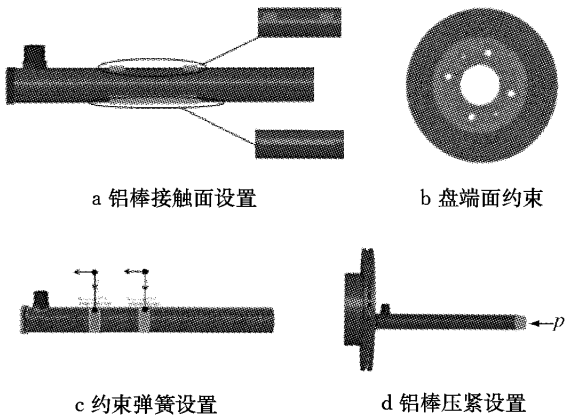


图 4 边界条件的设置

Fig.4 Set-up of system boundary conditions

参考节点控制,设置该参考节点绕中心轴转动速度为 $10.467 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ (即 $100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$),等效为制动盘帽部绕中心轴转动,从而实现制动盘的转动;为实现试验装置中螺栓的固定作用,在铝棒上取与螺栓

位置相应的两段节点,通过设置弹簧刚度来约束这两段的变形,如图 4c 所示,其中弹簧的刚度为 $200 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$;为避免铝棒轴向移动,在盘转动后固定铝棒端面。

载荷的施加:试验中,铝棒端面压力的加载是通过法向力加载装置实现的,在仿真中等效为在铝棒端面施加均布载荷.考虑铝棒端面面积和实际加载压力,在铝棒的端面施加压力,压强 p 为 0.352 MPa .如图 4d 所示。

2 盘-销有限元模型试验验证

2.1 盘-销系统摩擦尖叫试验

试验在制动器动力学特性试验台上进行.图 5 为试验台的总体结构示意图,主要由动力装置、惯量模拟装置、传动装置和制动试验对象组成.试验台的测控系统是基于 MATLAB/xPC Target 环境设计的,即利用 xPC Target 环境在主机上设计测控模型,并用 Real-Time Workshop 和 Stateflow Coder 自动生成代码,下载到运行 xPC Target 实时内核的目标机,利用目标机完成试验台的转速工况加载以及制动液压力加载(图 5 中不包括液压控制回路系统)。

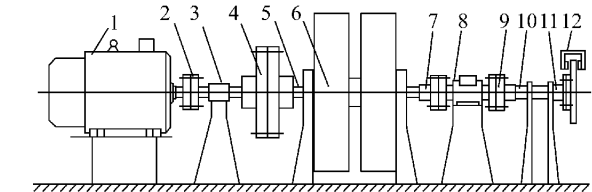


图 5 制动器动力学试验台结构示意图

Fig.5 Sketch map of brake dynamics test bench

正式试验前,制动盘和摩擦片均经过 500 次预试验跑合,铝棒的表面光滑无毛刺. 试验中主要测量动态接触力、振动加速度、摩擦噪声以及转速信号. 动态接触力采用三向力传感器同时测量法向压力、摩擦力和径向力信号(法向压力的量程为 4.45 kN,摩擦力和径向力的量程为 2.22 kN);振动加速度采用压电式加速度计测量;噪声信号由声级计测量,量程为 120 dB(A);转速信号由转矩/转速传感器测量. 测点具体布置如下:三向力传感器通过铝棒安装固定后,放置在制动盘一侧摩擦区域中心半径的位置,且垂直高度与制动盘中心位置水平,见图 6a;声级计安装在距离制动盘面 10 cm,垂直高度距离盘中心 50 cm 的位置,见图 6b.

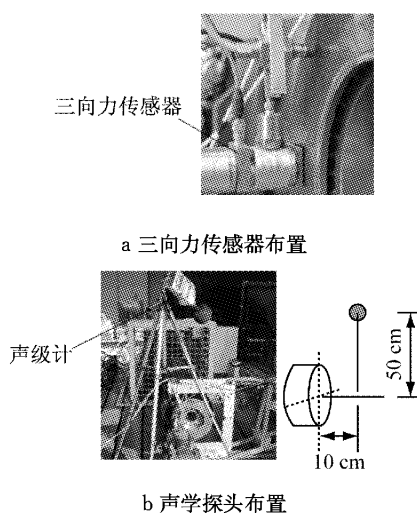


图 6 三向力传感器和声学探头布置方案
Fig.6 Arrangements of three-direction force sensor and sound meter

试验工况设置如下:① 拖滞制动,制动盘转速 $100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,摩擦副相对速度 $1.05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$;② 铝棒控制长度 $L=72.0 \text{ mm}$,摩擦尖叫工况;③ 法向名义载荷为 210 N.

2.2 盘-销系统瞬态动力学模型的验证

在相同工况下,对试验测量和模型计算得到的接触副间法向压力、摩擦力、切向振动加速度以及摩擦力时频分析等信号进行对比分析,以验证盘-销系统有限元瞬态动力学模型的正确性和有效性. 图 7 和图 8 分别给出了仿真计算和试验测量得到的典型信号的时域结果和时频分析结果. 由图 7 和图 8 分析可知:

(1) 从时域信号来看,在一个旋转周期内,法向力、摩擦力和振动加速度等信号都具有良好一致性,只是仿真的切向振动加速度的最大值在 $10\,000 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 左右,较试验结果偏大. 这可能是由于仿真模型

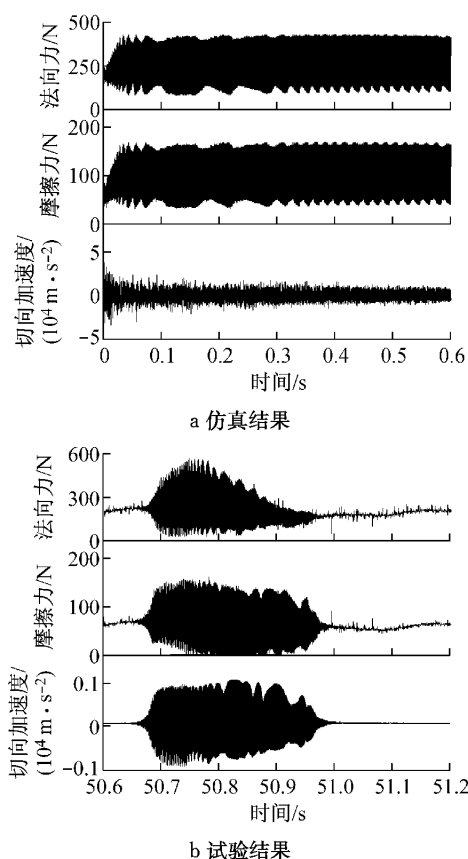


图 7 时域信号仿真结果与实验结果的对比
Fig.7 Comparison of simulation results and test results of time domain

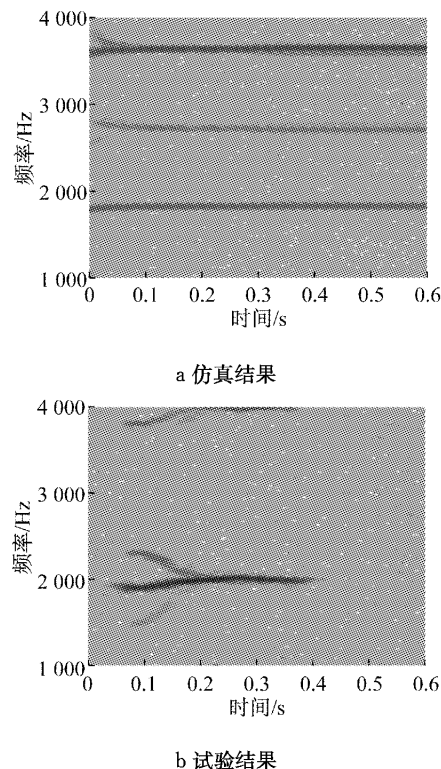


图 8 时频分析仿真结果与实验结果的对比
Fig.8 Comparison of simulation results and test results of time frequencies

简化了试验中的加载装置,使得系统刚度增大所致。

(2) 从时频分析结果来看,频率成分的总体分布非常接近。仿真计算的摩擦力基频为 1 826 Hz,而试验频率在 1 970~2 031 Hz 内波动,误差在 7.56%~10.30%之间。

(3) 试验得到的法向力、摩擦力和振动加速度在一个周期内存在幅值间歇性波动的现象,而仿真结果在 0.1 s 后幅值基本达到稳定状态。这是因为试验中制动盘存在端面跳动^[25],而仿真模型暂未考虑该因素。


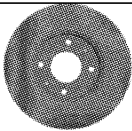


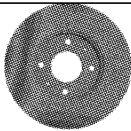


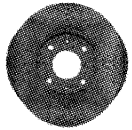

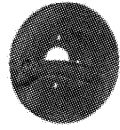
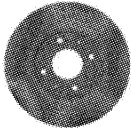

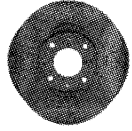

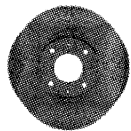

表 4 所示为盘-销系统的瞬态变形模式、复模态不稳定振型以及制动盘和销的约束模态汇总对比分

析情况。由表 4 分析可知:① 仿真计算时,盘-销系统具有两种主要的瞬时变形模式,其振型分别对应于系统在 4 000 Hz 频率范围内的二阶不稳定模态,不仅这二阶的频率接近(1 826 Hz↔1 955.9 Hz 和 2 735 Hz↔2 459.2 Hz),而且瞬时变形模式与不稳定模态振型也非常接近;② 结合制动盘和销的约束模态分析可知,二阶不稳定模态分别来自于制动盘 2 节径面外模态(1 949.3 Hz)与销的一阶弯模态(1 851.0 Hz)的耦合模态和销的一阶弯加扭转模态(2 231.1 Hz)。

综上所述,所建立的瞬态动力学有限元模型方法正确,精度满足要求。

表 4 模态振型对比分析

Tab.4 Comparison and analysis of mode shapes

项目	变形模式 1			变形模式 2		
	整体变形模式	盘变形模式	铝棒变形模式	整体变形模式	盘变形模式	铝棒变形模式
瞬态动力学计算得到的瞬时变形模式			 弯曲变形			 弯曲加扭转变形
		2 节径面外模态			2 节径面外模态	
复模态计算得到的不稳定模态			 弯曲变形			 弯曲加扭转变形
		2 节径面外模态			2 节径面外模态	
部件约束模态			 一阶弯曲			 一阶弯曲加扭转
		2 节径面外模态			2 节径面外模态	

3 盘-销系统的运动状态分析

3.1 销端部的运动状态分析

图 9 为销端部摩擦片表面上的 5 个节点(N_1, N_2, N_3, N_4, N_5 , 图 9a)的运动状态。由图 9 分析可知:

(1) 在 x 方向,端面上部节点 N_1 和 N_2 的位移和端面下部节点 N_3 和 N_4 的运动恰好反向,说明销存在绕 z 轴的扭转变形;在 y 方向,端面节点 N_1, N_2, N_3 和 N_4 的运动几乎完全一致,说明销存在沿 y 向弯曲变形;在 z 方向,端面上部节点 N_1 和 N_2 的位移和端面下部节点 N_3 和 N_4 的运动恰好反向,说明销的弯曲变形导致了销端面沿 z 向的位置变化。这与前面分析中盘-销系统瞬时变形模式中的销棒

弯曲和扭转两种运动模式的结论相一致。另外,各个节点的 y 向位移明显大于其他方向的位置幅值,说明销总体上以弯曲运动为主(图 9b)。

(2) 节点 N_5 的 y 向位移-速度相图轨迹基本为一个封闭椭圆,存在明显的极限环现象;与盘面的旋转线速度相比可知,系统的自激振动并没有导致系统产生黏滑运动特征(图 9c)。

(3) 节点 N_5 的 y 向位移和 z 向位移的时频分析结果中显示更多的频率成分。若参照复模态不稳定频率(1 955.9 Hz 和 2 459.2 Hz)分别将 1 826 Hz 和 2 744 Hz 定义为 f_0 和 f_1 ,其他的频率成分为二者的代数组 $mf_0 \pm nf_1$,其中 m, n 可以取不同的整数(图 9d 和 e)。这与 J J Sinou 等人^[26]的研究结论类似,而且也符合非线性系统在多频率强迫激励下的频率耦合现象^[27]。这也说明,在摩擦自激振动系统

中,不稳定模态会产生相应频率的强迫激励成分,从而而导致系统产生非线性频率耦合现象.

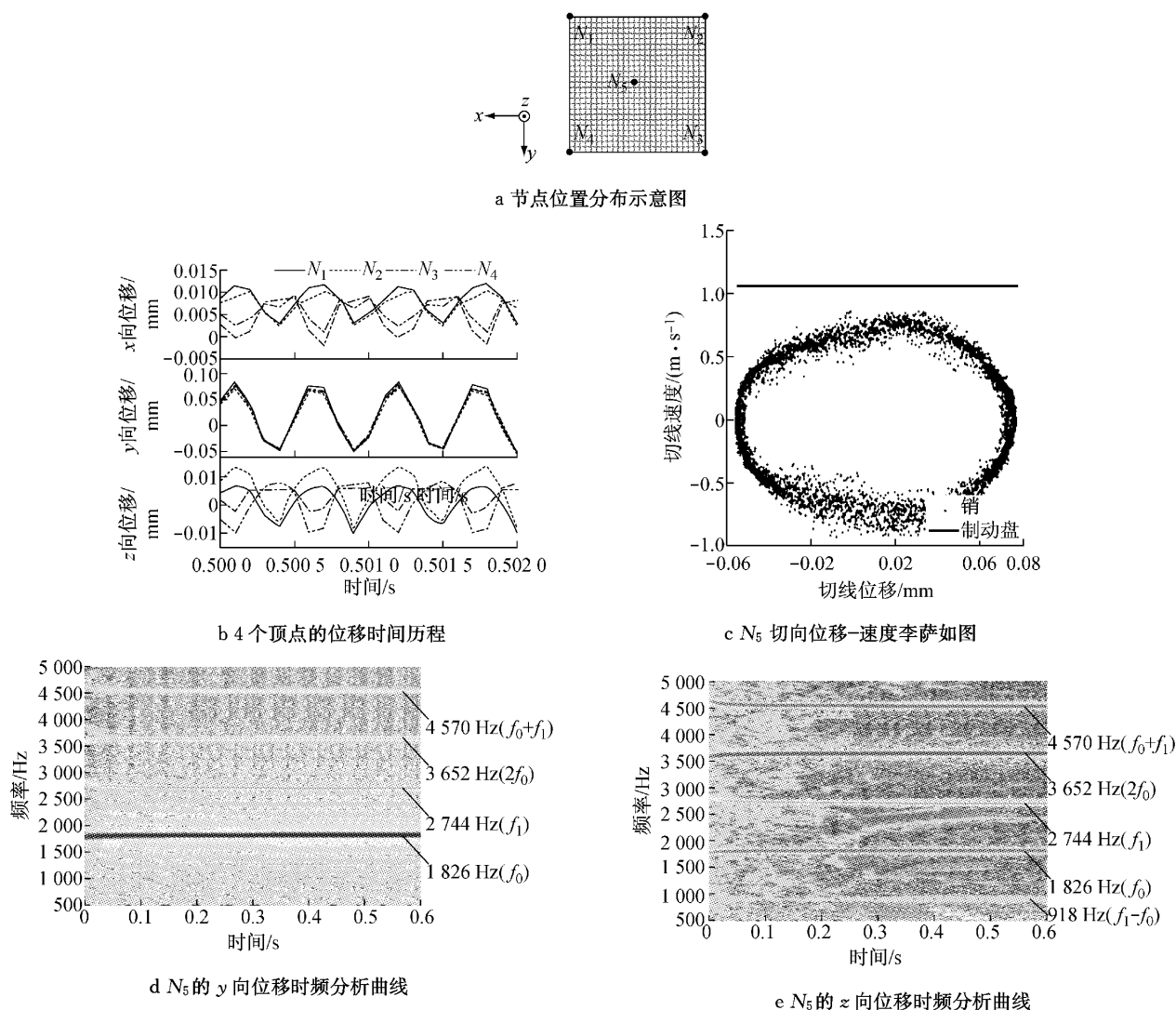


图9 销端面的运动状态

Fig.9 Motion description of pin end

3.2 盘面的运动状态分析

图10为制动盘盘面上4个节点(D_1, D_2, D_3, D_4 ,图10a)的运动状态.

由图10分析可知:(1)4个节点在 x 向和 y 向上的位移曲线是圆滑的正弦或余弦曲线,这源于盘的旋转运动; z 向位移曲线低频趋势项和高频波动成分并存.当盘面节点趋于进入摩擦区时, z 向位移趋势项变大,出摩擦区后趋势项减小,这说明销的压力引起盘面的局部倾斜;节点位移的高频位移成分在整个旋转过程中都存在,但是在不同时刻的幅值存在变化;但是若将4个节点的幅值分布统一观察,则充分体现了制动盘面外振动位移分布的模式特征,与前面的制动盘瞬时变形模式结论一致(图10b).

(2)节点 D_1 的周向速度均值为 $1.05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,对应于盘面在节点位置的旋转线速度;周向、径向和

法向速度都存在高频成分,从幅值来看,仅 $0.065 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.这说明制动盘在面内方向振动很弱,主要表现为法向面外振动,此结论与上文节点的位移和加速度曲线得到的结论一致.

(3)节点 D_1 的位移时频分析也存在与销端面运动相同的频率成分以及非线性频率耦合现象,这充分说明盘-销系统在整个摩擦尖叫过程中,发生整体的振动效应,耦合为一个统一的系统(图10d和e).

4 盘-销系统的摩擦接触状态分析

4.1 摩擦接触副间的接触压力分析

图11为 $0.5000 \sim 0.5009 \text{ s}$ 内10个接触压力分析时刻点($a \sim j$).图12为不同时刻的摩擦副间接触压力的分布情况.由图12可知:

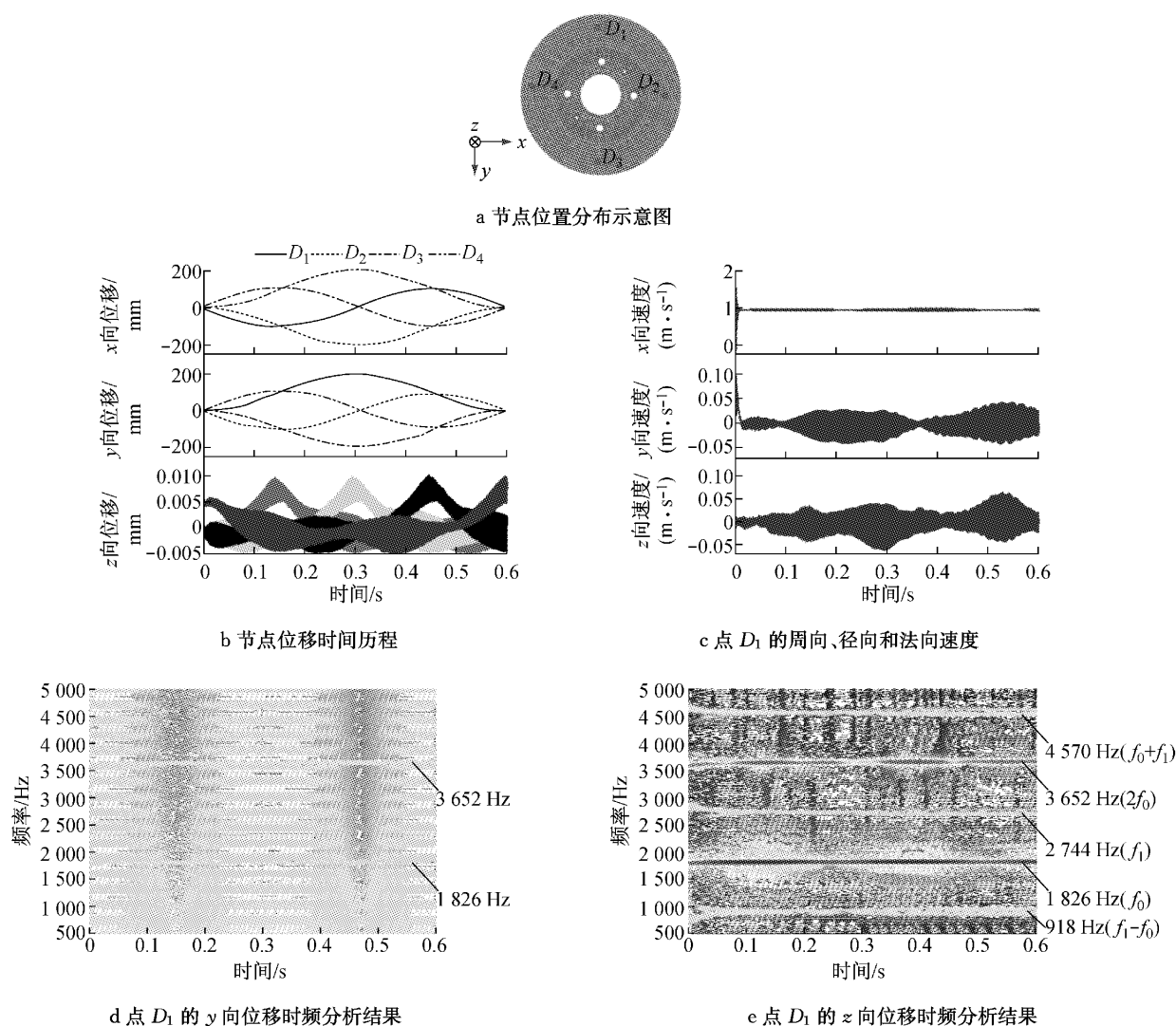
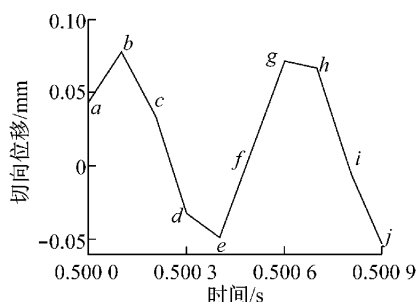


图 10 制动盘表面的运动状态

Fig. 10 Motion description of disc surface

图 11 用于接触压力分析的时刻 $a \sim j$ 分布图Fig. 11 Time of $a \sim j$ for pressure distribution analysis

(1) 摩擦副间接触压力的变化存在一定的周期性($a \sim g$ 为一个周期,时刻 h 后开始重复),周期与盘-销系统的旋转无关,而与销端部的往复运动紧密相关。

(2) 随着销端部的弯曲($b \sim e$, 位移变小),接触

压力集中在进摩擦区;当销端部趋于反向运动时($b \sim e$),接触压力瞬间转移到出摩擦区域,并且随着销弯曲的恢复($e \sim g$, 位移变大),接触压力集中在出摩擦区域。这说明销的弯曲振动对接触压力具有重要影响。

(3) 接触压力在 x 方向并不对称,说明销端部的扭转运动会改变接触压力的分布。

4.2 接触副间的摩擦力和法向力分析

图 13 为盘-销系统接触副间的法向力、摩擦力时域信号和摩擦力时频分析曲线。由图 13 分析可知:

(1) 从时域信号来看,在 0.1 s 前,法向力和摩擦力的静态分量和动态分量幅值都逐渐增大;在 0.1 s 后,系统开始进入稳定状态,法向力和摩擦力也趋于稳定状态。

(2) 从时频分析结果来看,在 0.1 s 前,存在随

时间变化的频率成分,而在 0.1 s 之后,频率成分都趋于不变,并具有前述的非线性频率耦合特征.这充分说明系统由于摩擦接触力的耦合作用,导致系统各个部件的模态耦合,产生摩擦尖叫.

(3) 结合法向力和摩擦力的变化历程,说明法向力和摩擦力的大小影响着系统的振动频率,这一仿真结果与文献[28]中通过试验法向的接触力对频率的影响结论一致.

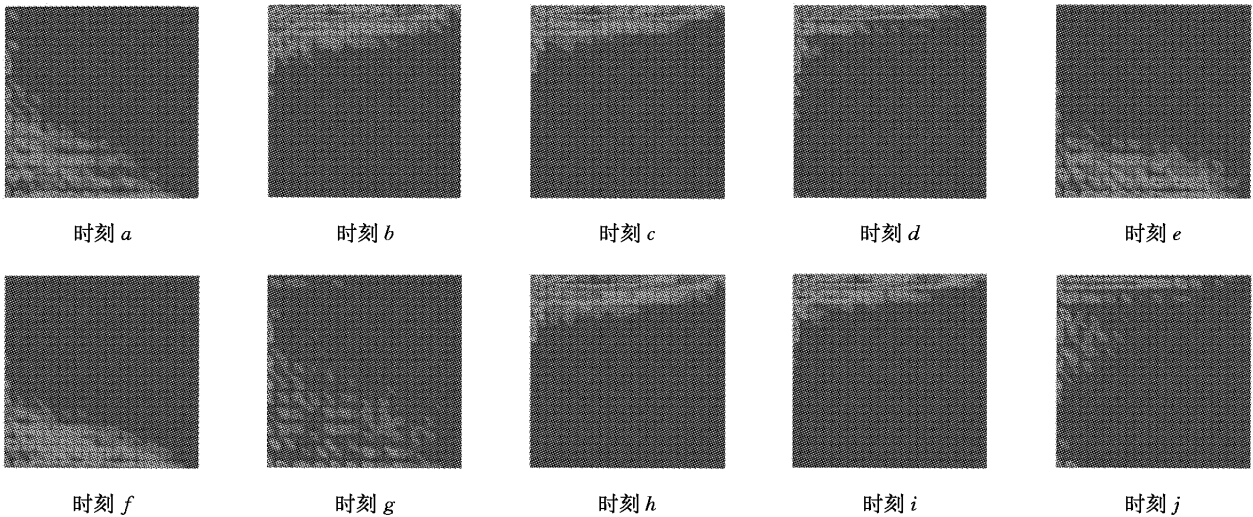


图 12 不同时刻 $a \sim j$ 的接触压力分布图

Fig. 12 Contact pressure distribution of pin-disc interface for different time from $a \sim j$

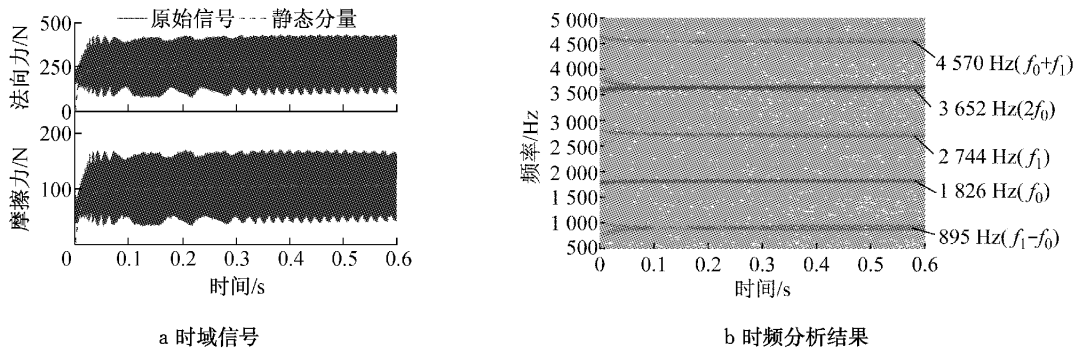


图 13 摩擦力、法向力及摩擦力时频分析曲线

Fig. 13 Time-frequency analysis of friction force and normal force

5 盘-销系统的能量馈入分析

图 14 所示为稳定阶段(0.1~0.6 s),节点 N_5

的 y 向位移和摩擦力动态分量的李萨如图,曲线所围成的面积表征系统振动高频摩擦力分量的做功情况(见图 14a)和整个过程中摩擦力做功情况(见图 14b).由图 14 分析可知:①系统既存在能量馈入,

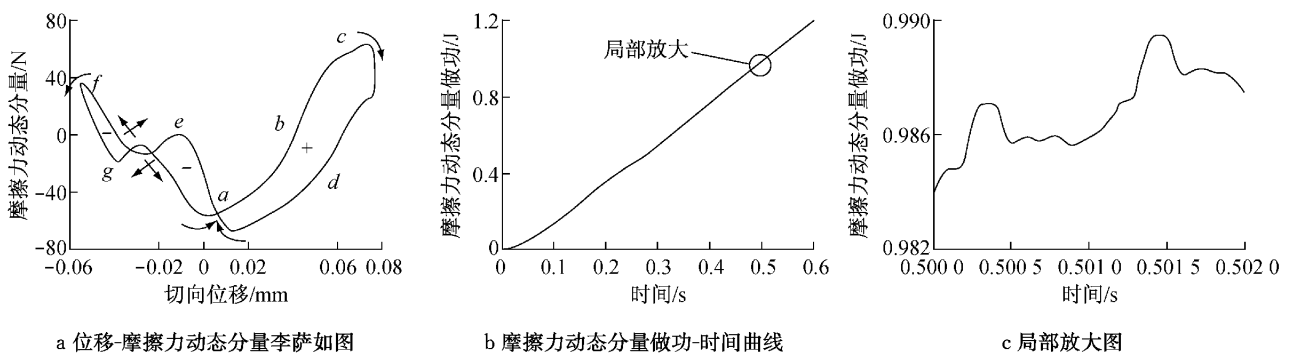


图 14 盘-销系统摩擦力功

Fig. 14 Work of friction force in pin-on-disc system

也存在能量馈出,但是以能量馈入为主,系统在销的一个运动周期后能量增大;② 占据主要地位的能量馈入使系统保持稳定的摩擦尖叫状态,这与管迪华等人提出的尖叫能量馈入理论相符,同时也与文献[28]的试验结果相一致。

6 结论

(1) 采用 ABAQUS 软件,建立了盘-销系统的有限元瞬态动力学模型,通过系统瞬态计算、系统复模态计算以及部件约束模态计算相结合的方法,来验证盘-销系统瞬态动力学模型的正确性和有效性。

(2) 通过有限元仿真预测了盘-销系统摩擦过程中的制动盘和销的运动状态、摩擦接触状态、摩擦能量馈入情况,以及盘-销摩擦自激振动系统存在的非线性频率耦合现象。

(3) 通过分析发现,制动盘同时存在机械作用引起的翘曲和低频法向面外振动;销棒呈弯曲为主,辅以扭转的振动模式,且具有纯滑动的极限环运动;接触压力分布具有周期性变化特征,法向力和摩擦力影响频率的变化;系统同时存在能量馈入和能量馈出现象,但是占据主要地位的能量馈入维持了系统的尖叫。

参考文献:

- [1] 国家自然科学基金委员会工程与材料科学部. 机械工程学科发展战略报告[M]. 北京:科学出版社, 2010.
Engineering and Materials Science Division of NSFC. Strategy report of mechanical engineering discipline development [M]. Beijing: Science Press, 2010.
- [2] 周仲荣,雷源忠,张嗣伟. 摩擦学发展前沿[M]. 北京:科学出版社, 2006.
ZHOU Zhongrong, LEI Yuanzhong, ZHANG Siwei. Frontier of tribology [M]. Beijing: Science Press, 2006.
- [3] Papinniemi A, Lai J C S, Zhao J, *et al.* Brake squeal: a literature review[J]. *Applied Acoustics*, 2002, 63: 391.
- [4] Ouyang H J, Wayne N, Yuan Y B, *et al.* Numerical analysis of automotive disc brake squeal: a review [J]. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, 2005(1): 3.
- [5] 吕红明,张立军,余卓平. 汽车盘式制动器尖叫研究进展[J]. *振动与冲击*, 2011, 30(4): 1.
LÜ Hongming, ZHANG Lijun, YU Zhuoping. A review of automotive disc brake squeal [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2011, 30(4): 1.
- [6] 张立军,刁坤,孟德建,等. 摩擦引起的振动和噪声的研究现状与展望[J]. *同济大学学报:自然科学报*, 2013, 41(5): 765.
ZHANG Lijun, DIAO Kun, MENG Dejian, *et al.* Research status and prospect of friction induced vibration and noise [J]. *Journal of Tongji University: Natural Science*, 2013, 41(5): 765.
- [7] 张立军,王世忠,钱敏,等. 盘-销系统摩擦尖叫的多柔体动力学模型[J]. *振动与冲击*, 2013, 32(14): 180.
ZHANG Lijun, WANG Shizhong, QIAN Min, *et al.* Multi-flexible-body model of frictional squeal of a pin-on-disc system [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2013, 32(14): 180.
- [8] Rook T E, Enright J J, Kumar S, *et al.* Simulation of aircraft brake vibration using flexible multibody and finite element methods to guide component testing[C]//SAE. Seattle: SAE, 2001; 2001-01-3142.
- [9] NAGY L I, CHENG J, HU Y. A new method development to predict squeal occurrence [C]//SAE. Troy: SAE, 1994; 942258.
- [10] HU Y. and NAGY L I. Brake squeal analysis using nonlinear transient finite element method [C]//SAE. [S. l.]: SAE, 1997; 971510.
- [11] Chargin M L, Dunne L W, Herting D N. Nonlinear dynamics of brake squeal[J]. *Finite Elements in Analysis and Design*, 1997, 28: 69.
- [12] Hu Y, Mahajan S, Zhang K. Brake squeal doe using nonlinear transient analysis[C]//SAE. Traverse City: SAE, 1999; 1999-01-1737.
- [13] Mahajan S K, Hu Y, Zhang K. Vehicle disc brake squeal simulation and experiences [C]//SAE. Traverse City: SAE, 1999; 1999-01-1738.
- [14] Chern Y, Chen F, Swayze J. Nonlinear Brake Squeal Analysis [C]//SAE. Detroit: SAE, 2002; 2002-01-3138.
- [15] Auweraer V, Hendrickx W, Garesci F, *et al.* Experimental and numerical modelling of friction induced noise in disc brakes [C]//SAE. Detroit: SAE, 2002; 2002-01-1192.
- [16] AKAY A. Acoustics of friction [J]. *Journal of Acoustical Society of America*, 2002, 111(4): 1525.
- [17] Baillet L, Laulagnet B. Vibrational instabilities in pad-disc braking system[C/CD]//The 33rd International Congress and Exposition on Noise Control Engineering. Prague: Czech Republic, 2004.
- [18] Baillet L, Lncck V, D'Errico S, *et al.* Finite element simulation of dynamic instabilities in frictional sliding contact [J]. *Journal of Tribology*, 2005, 127(3): 652.
- [19] Baillet L, D'Errico S, Berthier Y. Influence of sliding contact local dynamics on macroscopic friction coefficient variation[J]. *Revue Européenne des Éléments Finis*, 2005, 14(2/3): 305.
- [20] Akay A, Giannini O, Massi F, *et al.* Disc brake squeal characterization through simplified test rigs[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2009, 23: 2590.
- [21] Massi F, Baillet L, Oliviero G, *et al.* Brake squeal: linear and nonlinear numerical approaches [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2007, 21: 2374.
- [22] Meziane A, D'Errico S, Baillet L, *et al.* Instabilities generated by friction in a pad-disc system during the braking process[J]. *Tribology International*, 2007, 40: 1127.
- [23] Massi F, Baillet L, Antonio C. Structural modifications for

- squeal noise reduction; numerical and experimental validation [J]. *International Journal of Vehicle Design*, 2009, 51(1/2): 168.
- [24] 应华飞. 基于模型试验的制动器摩擦特性测量与建模[D]. 上海:同济大学,2012.
YING Huafei. Experimental investigation and modeling of brake friction characteristics based on model test [D]. Shanghai: Tongji University, 2012.
- [25] 张立军,余佳,刁坤,等. 基于盘-销系统的摩擦尖叫条件下的动态时滞摩擦特性分析[J]. *机械工程学报*, 2013, 49(5): 69.
ZHANG Lijun, YU Jia, DIAO Kun, *et al.* Investigation into the dynamical friction characteristics under squeal conditions based on a pin-on-disc system [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(5): 69.
- [26] Coudeyras N, Nacivet S, Sinou J J. Study of the nonlinear stationary dynamic of single and multi instabilities for disc brake squeal [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 328: 520.
- [27] 刘延柱,陈立群. 非线性振动[M]. 北京:高等教育出版社, 2001.
LIU Yanzhu, CHEN Liqun. *Nonlinear vibration* [M]. Beijing: Higher Education Press, 2001.
- [28] 张立军,刁坤,孟德建,等. 盘-销系统摩擦尖叫的时变性:发生机理与关键影响因素[J]. *机械工程学报*, 2013, 49(14): 99.
ZHANG Lijun, DIAO Kun, MENG Dejian, *et al.* Time-varying characteristics of frictional squeal in pin-on-disc system; generation mechanism and key impact factors [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(14): 99.

(上接第 1561 页)

产生的振动影响. 增设隔振基础后, T17 建筑振动 $VL_{z \max}$ 均值为 62.96 dB, 相对原始工况降低 16 dB 左右, 能够满足规范要求.

综上所述, 在既有轨道下方增设隔振基础结构, 能够有效地降低沪杭客专列车通过时对莘庄站综合枢纽工程上盖建筑的振动影响, 满足莘庄站综合枢纽工程上盖开发建筑对环境振动的要求.

参考文献:

- [1] 姚锦宝. 考虑土-结构动力相互作用的轨道交通引起的环境振动及隔振措施研究[D]. 北京:北京交通大学, 2010.
YAO Jinbao. Study on the train-induced environmental vibrations and isolation measures considering soil-structure interaction [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2010.
- [2] 邓子铭. 新长沙站结构振动分析与振动控制研究[D]. 长沙:中南大学, 2010.
DENG Ziming. Structural vibration analysis and vibration control study on the new changsha railway station [D]. Changsha: Central South University, 2010.
- [3] 谭燕. 铁路交通引发场地振动的传播规律与隔振措施研究[D]. 武汉:华中科技大学, 2011.
TAN yan. Study on the propagation laws and isolation measures of railway induced site vibration [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2011.
- [4] 刘晶波,谷音,杜义欣. 一致粘弹性人工边界及粘弹性边界单元[J]. *岩土工程学报*, 2006, 28(9): 1070.
LIU Jingbo, GU Yin, DU Yixin. Consistent viscous-spring artificial boundaries and viscous-spring boundary elements [J]. *Chinese Journal of Geotechnical Engineering*, 2006, 28(9): 1070.
- [5] 王田友. 地铁运行所致环境振动与建筑物隔振方法研究[D]. 上海:同济大学, 2007.
WANG Tianyou. Study on subway-induced environmental vibration and isolation method of building from it [D]. Shanghai: Tongji University, 2007.
- [6] 刘卫丰,刘维宁,裴志理,等. 地铁列车运行引起的振动对精密仪器影响的预测研究[J]. *振动与冲击*, 2013, 32(8): 18.
LIU Weifeng, LIU Weining, NIE Zhili, *et al.* Prediction of effects of vibration induced by running metro trains on sensitive instruments [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2013, 32(8): 18.
- [7] 国家环境保护局. GB 10071—88 城市区域环境振动测量方法[S]. 北京:中国标准出版社, 1989.
National Environmental Protection Bureau. GB 10071—88, Measurement method of environmental vibration of urban area [S]. Beijing: Chinese Standard Press, 1989.
- [8] 国家环境保护局. GB 10070—88 城市区域环境振动标准[S]. 北京:中国标准出版社, 1989.
National Environmental Protection Bureau. GB 10070—88 Standard of environmental vibration in urban area [S]. Beijing: Chinese Standard Press, 1989.
- [9] 建设部科技发展促进中心. JGJ/T 170—2009 城市轨道交通引起建筑物振动与二次辐射噪声限值及其测量方法准[S]. 北京:中国建筑工业出版社, 2009.
Technology Development Promotion Center of the Ministry of Construction of the People's Republic of China. JGJ/T 170—2009 Standard for limit and measuring method of building vibration and secondary noised caused by urban rail transit [S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2009.
- [10] 上海市环境保护局. DB31/T470 城市轨道交通(地下段)列车运行引起的住宅室内振动与结构噪声限值及测量方法[S]. 上海:上海市质量监督局, 2009.
Shanghai Environmental Protection Bureau. DB31/T470 Limits and measurement methods for vibration and ground-borne noise in dwellings caused by the moving vehicles of urban rail transit (underground railway) [S]. Shanghai: Shanghai Quality Supervision Bureau, 2009.