

# 制动盘重根模态识别

孟丽雪,徐传燕\*,李珊,官勋

山东交通学院 汽车工程学院,山东 济南 250357

**摘要:**为有效识别盘式制动器制动盘的重根模态,基于 ANSYS 有限元分析软件建立制动盘仿真模型,通过模态分析获取制动盘固有频率及模态振型,采用节圆-节径描述制动盘的9阶模态振型,识别重根模态。通过锤击测试法对制动盘进行试验模态分析,与有限元分析结果对比,各阶模态固有频率的最大误差未超过5%,验证了制动盘存在重根模态与有限元计算结果的可靠性,并分析两种结果存在误差的原因。重根模态的识别可为分析制动盘振动固有特性、降低制动器振动噪声及优化设计等提供依据。

**关键词:**制动盘;重根模态;有限元分析;试验模态

**中图分类号:**U463.512

**文献标志码:**A

**文章编号:**1672-0032(2022)01-0001-08

**引用格式:**孟丽雪,徐传燕,李珊,等.制动盘重根模态识别[J].山东交通学院学报,2022,30(1):1-8.

MENG Lixue, XU Chuanyan, LI Shan, et al. Doublet mode identification of brake disc [J]. Journal of Shandong Jiaotong University, 2022, 30(1): 1-8.

## 0 引言

汽车在减速制动时,由于制动系统中零件的运动摩擦而产生振动和噪声,影响汽车的行驶安全性及乘坐舒适性。盘式制动器成本低,工艺成熟,抗热衰退性能好,应用广泛。目前,诸多学者对降低盘式制动器的振动和噪声进行了研究。Vanderlugt等<sup>[1]</sup>利用制动试验台模拟制动过程,测量尖叫声声压、制动盘温度和制动压力,建立基于构件有限元模态特性的降阶模态模型。Adamowicz等<sup>[2]</sup>利用有限元建模技术,研究盘式制动器制动时的温度分布,并通过试验进行验证。Li等<sup>[3]</sup>通过模态试验比较制动部件的不同振动模态和固有频率,改善盘式制动器结构,为振动和噪声控制奠定基础。夏金凤<sup>[4]</sup>使用 APDL 参数化语言对制动盘进行模态分析,并通过试验验证,识别制动盘的重根模态。王宇健<sup>[5]</sup>对制动盘尖叫现象进行复特征值分析研究,建立含制动盘旋转效应的复特征值分析模型,研究旋转效应对制动尖叫的影响。陆方舟等<sup>[6]</sup>利用试验模态分析与有限元模态分析结合,提取合金铸铁制动盘自然频率、模态特征等相关结构参数,为有效降低制动噪声提供试验参考。

制动盘是轴对称结构,存在多组频率相似的重根模态,重根模态是同一阶模态振型的不同表现方式,若将重根模态视为独立模态进行计算,导致结果复杂且难以理解。制动盘重根模态的识别可为制动系统振动噪声分析和有效控制提供参考,对制动系统优化设计、提高车身整体系统的噪声、振动与声振粗糙度(noise, vibration, harshness, NVH)性能具有重要研究价值<sup>[7-9]</sup>。

本文通过分析制动盘有限元模态和试验模态,识别重根模态,将有限元模态结果和试验模态结果比较,分析两者结果产生误差的原因。

收稿日期:2021-03-30

基金项目:国家自然科学基金项目(51405272)

第一作者简介:孟丽雪(1995—),女,山东泰安人,硕士研究生,主要研究方向为机械设备故障诊断,E-mail:2501776948@qq.com。

\*通信作者简介:徐传燕(1981—),女,山东临沂人,副教授,工学博士,主要研究方向为机械设备故障诊断,E-mail:xcy@sdjtu.edu.cn。

## 1 有限元模态分析

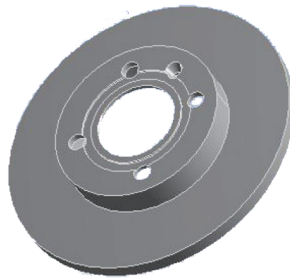
### 1.1 模型建立

采用 SolidWorks 建模软件建立制动盘三维模型,建模时对于不影响制动盘整体仿真结果的倒角、圆孔等简化处理,制动盘实体和所建模型如图 1 所示。

在 ANSYS 有限元分析软件中设置制动盘参数并进行网格划分,制动盘材料为 HT250,弹性模量为 120 GPa,密度为  $7000 \text{ kg/m}^3$ 、泊松比为 0.3,网格划分为 36 310 个单元,其中包括 59 201 个节点,网格划分如图 2 所示。



a) 制动盘实体



b) 制动盘模型

图 1 制动盘

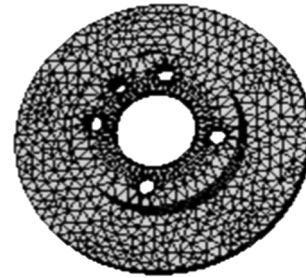


图 2 制动盘网格划分

### 1.2 有限元结果分析

制动盘的模态振型中存在大量重根,重根模态的物理本质为同一阶模态,频率接近,振型正交<sup>[10-11]</sup>。在旋转对称结构研究中,常选用节圆-节径的形式表达模态振型。如果某模态振型是同时存在  $x$  个节圆和  $y$  个节径的周向模态和轴向模态的组合,则用  $(x, y)$  表示;若模态是只存在节圆而不存在节径的轴向模态,则用  $(x, 0)$  表示;若模态是只存在节径不存在节圆的周向模态,则用  $(0, y)$  表示。

网格划分后进行求解,计算制动盘前 15 阶自由模态,其中前 6 阶模态为刚体模态,固有频率接近于 0,所以把第 7 阶模态看作是第 1 阶模态进行分析<sup>[12-14]</sup>,计算得到的制动盘后 9 阶模态固有频率与振型描述如表 1 所示。制动盘 1~9 阶有限元模态振型如图 3 所示。

表 1 制动盘后 9 阶模态固有频率与振型描述

模态阶数	模态频率/Hz	模态振型描述	节圆-节径	模态阶数	模态频率/Hz	模态振型描述	节圆-节径
1	1 144.0	沿 $z$ 轴弯曲变形,周向模态	(0,2)	6	3 032.8	凸台与盘面沿节线弯曲变形,振动方向相反,组合模态	(1,1)
2	1 153.3	沿 $z$ 轴弯曲变形,周向模态	(0,2)	7	3 035.2	凸台与盘面沿节线弯曲变形,振动方向相反,组合模态	(1,1)
3	2 154.4	沿 $z$ 轴呈伞状运动,轴向模态	(1,0)	8	3 334.0	沿 $z$ 轴弯曲变形,组合模态	(1,2)
4	2 345.3	沿 $z$ 轴弯曲变形,周向模态	(0,3)	9	3 412.3	沿 $z$ 轴弯曲变形,组合模态	(1,2)
5	2 345.5	沿 $z$ 轴弯曲变形,周向模态	(0,3)				

由表 1 和图 3 可知:制动盘后 9 阶模态中,有 4 组重根模态。第 1、2 阶为一组重根模态,节圆-节径为  $(0,2)$ ;第 4、5 阶为一组重根模态,节圆-节径为  $(0,3)$ ;第 6、7 阶为一组重根模态,节圆-节径为  $(1,1)$ ;第 8、9 阶为一组重根模态,节圆-节径为  $(1,2)$ ;各组重根模态的相位差为  $90^\circ$ 。

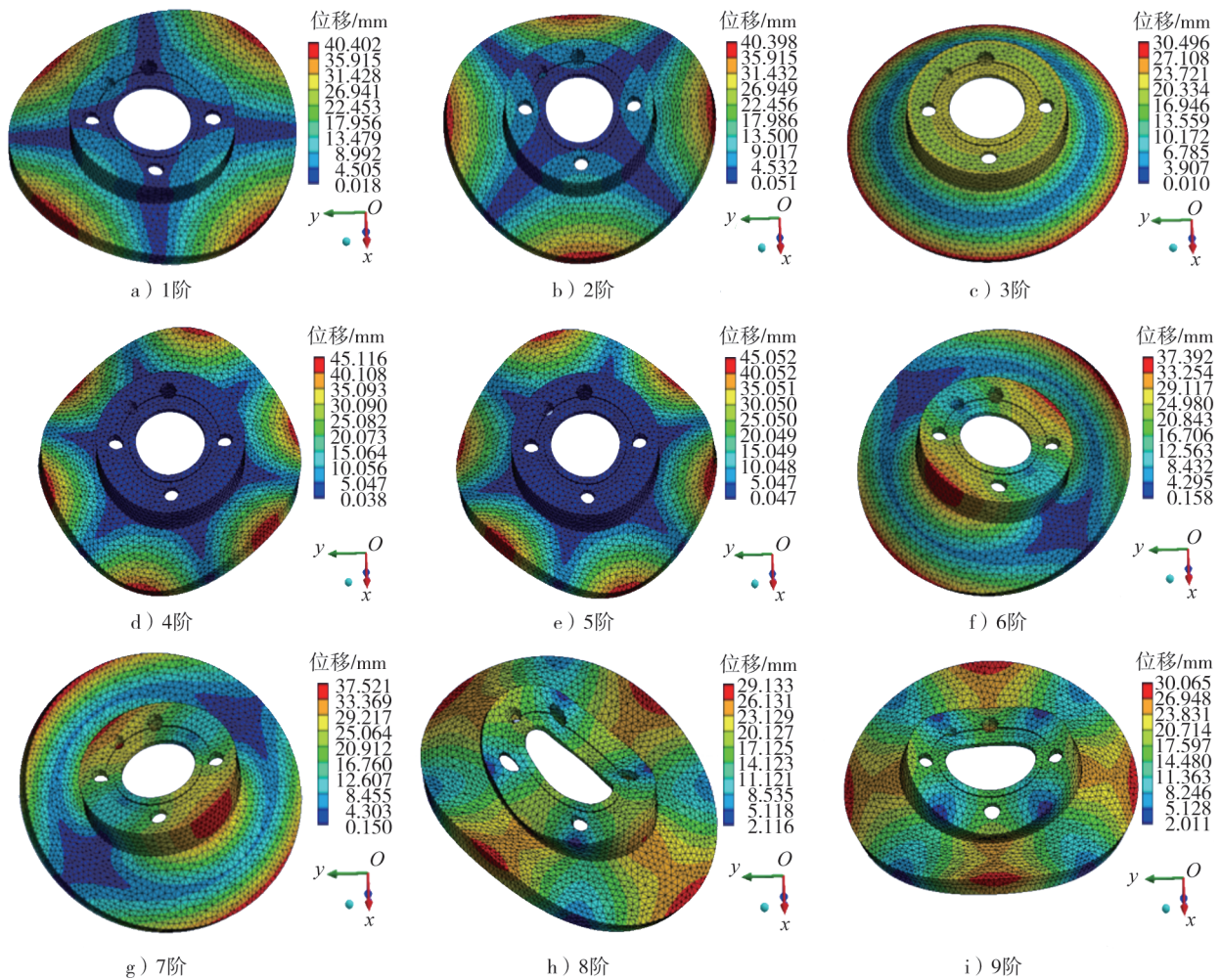


图 3 制动盘 1~9 阶有限元模态振型

一般情况下,一组完全符合理论要求的重根模态的频率完全相同,振型之间存在夹角<sup>[15]</sup>。在实际情况中,如果环境或者物体的理想状态发生变化,例如制动盘材料状态变化使致密性不均匀、结构产生裂纹、有不对称孔、布置的传感器质量较大等因素,都会改变物体结构原有的对称性<sup>[16-18]</sup>。因此,一组重根模态的频率会存在细微差别。

## 2 试验模态分析

### 2.1 试验设置

采用锤击测试法对制动盘进行试验模态分析<sup>[19]</sup>。模态试验所用仪器如表 2 所示。

表 2 模态试验仪器

仪器名称	规格型号	试验用途
LMS Test. Lab 测试软件	TL	模态计算分析
LMS SCADAS 信号采集器	42 通道,最大采样频率 204.8 kHz	信号采集
PCB 三向加速度传感器	频率 1~50 000 Hz	获取响应信号
PCB 力锤	频率 0~8000 Hz	产生激励信号

制动盘测点位置选择及传感器布置应能完整反映待测构件的基本外形和特征,测点数目应大于分析模态的阶数,同时注意传感器的布置避开节点(参考有限元模态振型的节点位置),减少加速度传感器数量,避免其有效质量对制动盘模态特性的影响。综合考虑以上因素,沿周向均匀布置 60 个测点(5 圈),主要位于凸台上平面(2 圈)和底盘(3 圈),从 1~60 标记,均沿轴向敲击,如图 4 所示。布置 4 个加速度传感器,分别位于测点 16、33、38、59 处,将传感器贴附于制动盘,为测量制动盘自由状态下的模态参数,用有弹性的绳子将制动盘水平悬置固定在架子上,如图 5 所示。

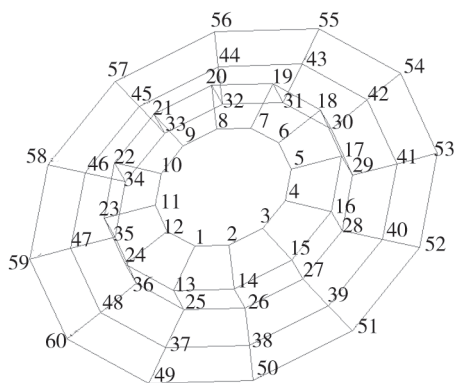


图 4 制动盘框架模型

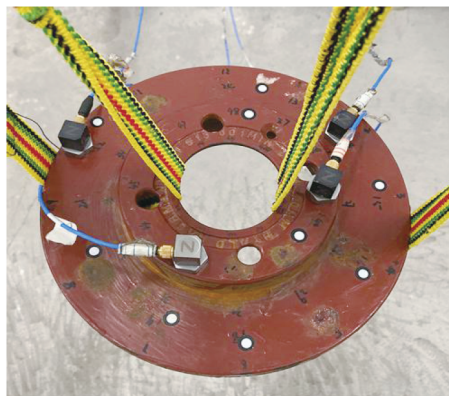


图 5 传感器布置

在 LMS Test. Lab 软件中设置通道、锤击示波以及量程,根据力锤敲击力选择合适的带宽。为提高激励信号的信噪比,降低试验误差,采用 5 次测量取平均值的方法,试验过程中如果出现连击和过载则数据无效,需要重新测量<sup>[20]</sup>。最后计算制动盘的频响函数(frequency response function, FRF),识别模态振型,提取固有频率。

## 2.2 试验结果分析

### 2.2.1 相干函数与频响函数

为评估试验有效性,选取第 59 测点+x 方向响应第 16 测点-z 方向激励的相干函数与 FRF 如图 6 所示。相干系数取 0~1,该系数越接近于 1,表明输出完全由输入引起。

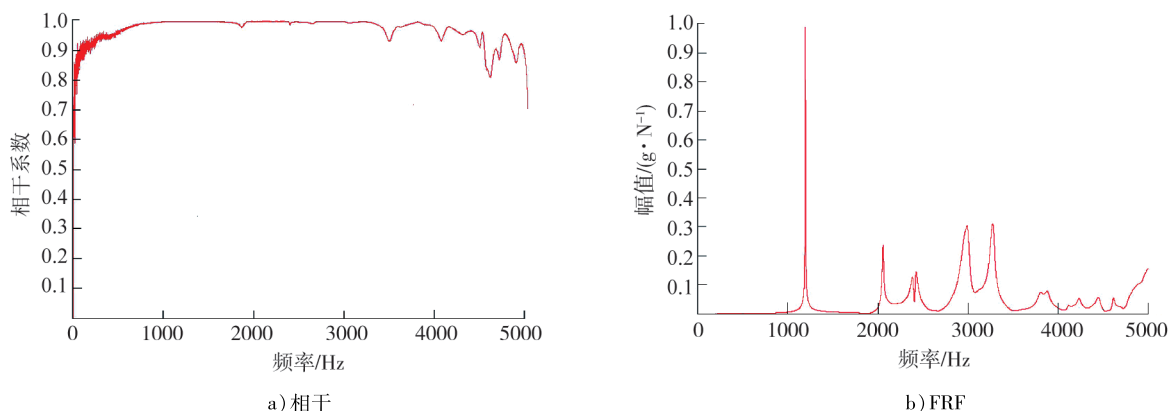


图 6 第 59 测点+x 方向响应第 16 测点-z 方向激励的相干函数与 FRF

由图 6a)可知:相干系数接近于 1,说明图 6b)中的 FRF 是有效的,结构的响应完全由激励引起,并充分激起了制动盘 1~9 阶模态频率范围内的模态。

试验所得稳态图如图 7 所示(图中 o 指极点不稳定、f 指频率稳定、d 指频率和阻尼稳定、v 指频率和模态参预因子稳定、s 指频率、阻尼和模态参预因子均稳定),稳态图是从测量数据中提取极点的有效工具,随着参与拟合的模态阶数增加,稳态图中出现系统极点,即稳点的 s 列,极点位置代表一阶模态,由此

来确认模态阶数<sup>[21-23]</sup>。由图7可确定制动盘的9阶模态。

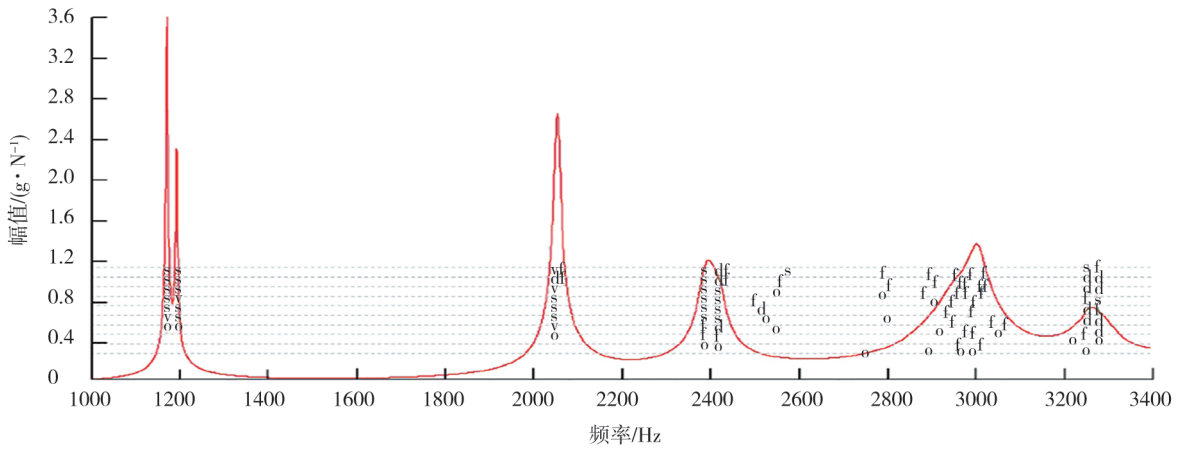


图7 稳态图

### 2.2.2 固有频率与模态振型

在 LMS Test. Lab 软件的 Poly MAX 模块提取制动盘的固有频率和模态振型。试验得到的模态阵型如图8所示。由图8可知:制动盘1~9阶试验模态振型与图3有限元模态振型基本一致,验证了有限元分析结果的准确性。

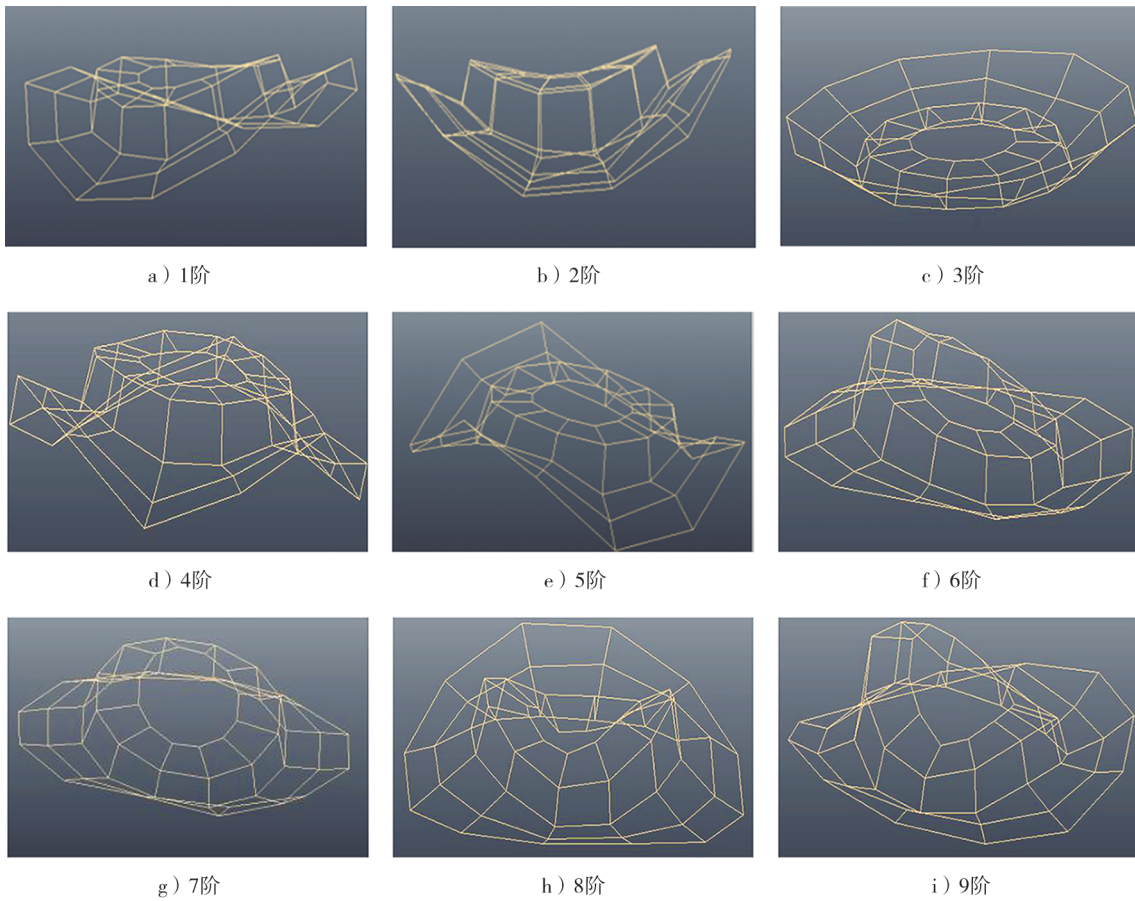


图8 1~9阶试验模态振型

试验模态与有限元模态固有频率对比如表3所示。由表3可知,有限元模态分析数据和试验模态分析数据的最小相对误差为0.48%,最大相对误差为4.02%,最大相对误差未超过5%,在可接受误差范围内。

表3 试验模态与有限元模态固有频率对比

模态阶数	1	2	3	4	5	6	7	8	9
试验模态频率/Hz	1 181.7	1 201.6	2 081.8	2 423.9	2 430.2	2 998.3	3 050.4	3 300.4	3 367.2
有限元模态频率/Hz	1 144.0	1 153.3	2 154.4	2 345.3	2 345.5	3 032.8	3 035.2	3 334.0	3 412.3
相对误差/%	3.19	4.02	3.35	3.24	3.48	1.10	0.48	1.01	1.31

比较制动盘的有限元模态分析和试验测试结果可以看出,两者的结果存在少许误差,造成误差的原因有以下几个方面:1)测量、记录制动盘数据时,存在测量误差和数据读取误差;2)几何建模时,省略倒角和圆孔等而产生的误差;3)制动盘材料具有蚀性,材料性质随时间变化;4)试验环境条件对传感器的影响。

### 2.3 试验模态验证

验证所得模态结果的正确性,可采用不涉及数学工具的直观检验。由于测点位置得到的每阶模态参数有偏差,需要通过曲线拟合获得更精确的模态参数,绘制拟合 FRF 曲线与实测 FRF 曲线进行对比,验证试验所得模态结果。在 LMS 软件的 Poly MAX 模块下进行模态提取,根据获取的模态参数对某个测点进行 FRF 拟合,如图 9 所示,两条曲线的幅值和相位角虽不完全重合,但上下相差不大,说明试验所得模态较为完整,准确性也较高。

对各阶模态进行模态置信度分析,检验模态质量,如图 10 所示。模态置信度表示任意两个模态振型向量几何上的相关性,取值为 0~100%,如果模态置信度接近 0,则 2 个振型向量之间相关性很小,或者是正交的。由图 10 可知,试验所得各阶模态相关性都比较低,基本在 9%以下,不存在明显的线性关系,表明模态振型的独立性较好。

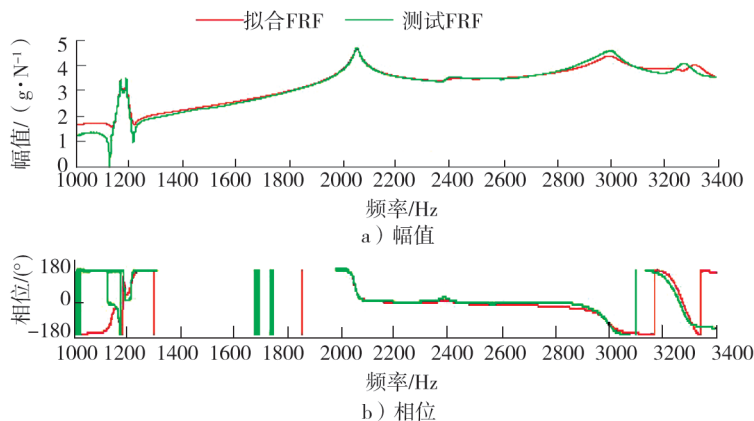


图9 拟合 FRF 与实测 FRF

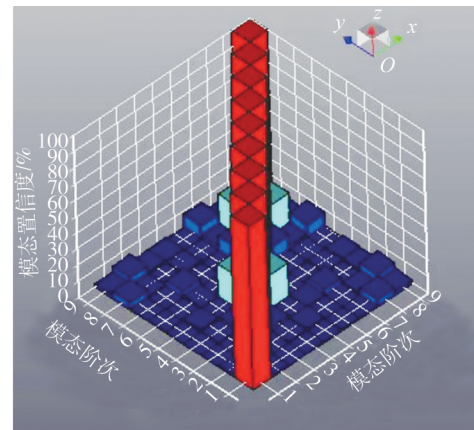


图10 试验模态置信度柱状图

## 3 结语

盘式制动器的制动盘通常存在多组重根模态。本文对制动盘进行了有限元模态分析,采用节圆-节径描述了制动盘的 9 阶模态振型,识别出重根模态;通过试验验证了有限元分析结果,两者各阶模态的固有频率的最大相对误差均未超过 5%,说明有限元分析计算结果的可信性以及制动盘重根模态的存在。研究结果可为盘式制动器制动盘结构优化、材料更新以及提高汽车 NVH 性能提供参考。

### 参考文献:

- [1] VANDERLUGT D N, KROUSGRILL C M, SADEGHI F. Experimental observations of coupled-mode instability in disc brake

- systems leading to squeal vibration[J]. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*,2006,2(3):266-281.
- [2] ADAMOWICZ A, GRZES P. Analysis of disc brake temperature distribution during single braking under non-axisymmetric load[J]. *Applied Thermal Engineering*,2011, 31(6/7):1003-1012.
- [3] LI F Z, TONG S G. The vibration and modal analysis of the disc brake[J]. *Advanced Materials Research*, 2013, 2586(1500):78-81.
- [4] 夏金凤. 制动盘模态特性及其影响因素分析[D]. 重庆:重庆大学,2015.  
XIA Jinfeng. The analysis of modal characteristics and its influencing factors for brake disc [D]. Chongqing: Chongqing University,2015.
- [5] 王宇健. 涵盖制动盘旋转效应的制动尖叫复特征值分析模型研究[D]. 北京:清华大学,2016.  
WANG Yujian. On the brake squeal complex eigenvalue analysis model concerning disc rotation [D]. Beijing: Tsinghua University,2016.
- [6] 陆方舟,叶斌. 基于EMA的车用合金铸铁构架制动盘模态研究[J]. *中国金属通报*,2019(4):206-207.
- [7] KINKAID N M, O'REILLY O M, PAPAIOPOULOS P. Automotive disc brake squeal[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 267(1):105-166.
- [8] 陈国强,李晓峰,周龙. 制动盘模态的数值分析与试验研究[J]. *河南理工大学学报(自然科学版)*,2020,39(3):75-80.  
CHEN Guoqiang,LI Xiaofeng,ZHOU Long. Numerical analysis and experimental study on modal of brake disc[J]. *Journal of Henan Polytechnic University(Natural Science)*,2020,39(3):75-80.
- [9] 杜永昌,高普,王宇健,等. 闭环耦合模型中制动盘重根模态[J]. *清华大学学报(自然科学版)*,2016,56(2):117-123.  
DU Yongchang,GAO Pu,WANG Yujian,et al. Repeated-root modes of a disc rotor in a closed-loop coupling model[J]. *Journal of Tsinghua University(Science and Technology)*, 2016,56(2):117-123.
- [10] 王振峰,杜永昌,董明明,等. 轮胎重根模态识别及其对建模影响的研究[C]//2015中国汽车工程学会年会论文集. 上海:中国汽车工程学会,2015:1707-1710.  
WANG Zhenfeng,DU Yongchang,DONG Mingming,et al. A study on the identification of repeated root modal and its effect on tire modelling[C]//2015 SAE-China Congress Selected Papers. Shanghai:China Society of Automotive Engineering,2015:1707-1710.
- [11] 王良模,吴长风. 基于有限元及试验技术的制动盘模态分析[J]. *拖拉机与农用运输车*,2009,36(1):22-23.  
WANG Liangmo,WU Changfeng. Modal analysis of brake disc based on finite element method and test[J]. *Tractor & Farm Transporter*,2009,36(1):22-23.
- [12] 陈南,张建润,孙蓓蓓,等. 汽车振动与噪声控制[M]. 2版. 北京:人民交通出版社2014.
- [13] 施佳辉,王东方,缪小东. 基于Workbench的盘式制动器振动噪声分析与优化[J]. *轻工学报*,2019,34(1):79-86.  
SHI Jiahui,WANG Dongfang,MIU Xiaodong. Analysis and optimization of vibration noise of disc brakes based on Workbench [J]. *Journal of Zhengzhou University of Light Industry(Natural Science Edition)*,2019,34(1):79-86.
- [14] 田玉东,徐志龙,李静红,等. 基于ANSYS的汽车制动盘模态仿真与优化[J]. *中国水运(下半月)*,2017,17(11):114-116.
- [15] BELHOCINE A, ABDULLAH O I. A thermomechanical model for the analysis of disc brake using the finite element method in frictional contact[J]. *Journal of Thermal Stresses*, 2020,43(3):305-320.
- [16] SAHRONI T R, YONG S Y, WIDODO W S, et al. Fatigue life analysis of high performance motorcycle disc brake[J]. *Applied Mechanics and Materials* 2015, 3606:354-359.
- [17] 薛春燕. 兆瓦级风电盘式制动器制动过程动态特性研究[D]. 大连:大连交通大学,2018.  
XUE Chunyan. Study on dynamic characteristics of the braking process for megawatt wind turbine disc brake [D]. Dalian: Dalian Jiaotong University,2018.
- [18] 刘洋. 试验模态丢失辨识及其频率预估方法[D]. 昆明:昆明理工大学,2017.  
LIU Yang. Experimental modal loss identification and its frequency estimation method [D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology,2017.
- [19] 金建虎,冀永强,贾丙硕. 发动机缸盖模态分析方法研究[J]. *汽车实用技术*, 2018(23):162-163.  
JIN Jianhu,JI Yongqiang,JIA Bingshuo. Research on modal analysis method of engine cylinder head [J]. *Automobile Technology*,2018(23):162-163.

- [20] 蒋红敏,高志彬,郝大亮,等. 轮胎声振模态试验方法研究[J]. 青岛理工大学学报, 2020, 41(6):114-119.  
JIANG Hongmin, GAO Zhibin, HAO Daliang, et al. Experimental method of tire acoustic vibration mode [J]. Journal of Qingdao Technology University, 2020, 41(6):114-119.
- [21] 杨胜皎. 剑杆织机传剑轮的载荷、形变、模态特征研究[D]. 杭州:浙江理工大学, 2017.  
YANG Shengjiao. Study on load, deformation and modal characteristics of rapier wheel in rapier loom [D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2017.
- [22] 张雪刚,曾康. 盘式制动器模态分析与阻尼测试[J]. 农业装备与车辆工程, 2019, 57(3):62-65.  
ZHANG Xuegang, ZENG Kang. Modal analysis and damping test of disc brake [J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2019, 57(3):62-65.
- [23] 胡海峰. 基于振动模态的汽车排气系统减振设计与优化[D]. 武汉:华中科技大学, 2019.  
HU Haifeng. Researches on the vibration reduction design and optimization of an automotive exhaust system based on vibration modes [D]. Wuhan: Huazhong University of Science & Technology, 2019.

## Doublet mode identification of brake disc

*MENG Lixue, XU Chuanyan<sup>\*</sup>, LI Shan, GONG Xun*

*School of Automotive Engineering, Shandong Jiaotong University, Jinan 250357, China*

**Abstract:** In order to effectively identify doublet mode of the brake disc for disk brake, the brake disc simulation model is established by ANSYS software. The inherent frequency and vibration shape of the brake disc is obtained through mode analysis, and the 9-order mode vibration shape of the brake disc is described using pitch circle and pitch diameter so as to identify doublet mode. The mode test results of the brake disc are obtained by hammering test method. The result show that compared with the finite element analysis, the maximum error of natural frequency for each mode is less than 5%, which verify the reliability of the finite element calculation result and the existence of doublet mode of the brake disc. The reason of error between the simulation results is analyzed. The identification of doublet mode can provide the basis for the analysis of the inherent vibration characteristics of the brake disc, reducing vibration noise of brake and optimization of brake design.

**Keywords:** brake disc; doublet mode; finite element analysis; test mode

(责任编辑:杨秀红)