

研
究
开
发

基于复特征值法的闸瓦参数
对制动尖叫噪声影响的分析

胡 艳¹，黄盼盼²，陈光雄¹

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室，四川 成都 610031；
2. 济南轨道交通装备有限责任公司，山东 济南 250022)



作者简介：胡 艳（1986—），女，博士研究生，现从事摩擦磨损研究。

摘 要：利用 ABAQUS 建立了踏面基础制动装置的有限元模型，运用有限元法预测制动尖叫噪声的发生趋势。通过改变摩擦系数、闸瓦摩擦体和瓦背的杨氏模量来分析其对制动尖叫噪声发生趋势的影响。研究表明：摩擦系数对制动尖叫噪声有重要影响，可通过降低摩擦体与踏面间的摩擦系数来减少制动尖叫噪声；为抑制制动尖叫噪声产生，在不影响制动性能的前提下，闸瓦摩擦体可选用杨氏模量较大的材料，闸瓦瓦背可选用杨氏模量较小的材料。

关键词：复特征值；尖叫噪声；模态耦合；制动；摩擦
中图分类号：U260.351；U270.1⁺6 **文献标识码：**A **文章编号：**1000-128X(2015)04-0023-03
doi：10.13890/j.issn.1000-128x.2015.04.006

Study of Brake Shoes Parameters on Brake Squeal Propensity
Based on Complex Eigenvalue Method

HU Yan¹, HUANG Panpan², CHEN Guangxiong¹

(1. Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;
2. Jinan Railway Vehicles Equipment Co., Ltd., Jinan, Shandong 250022, China)

Abstract: A finite element model of a pad-wheel brake device was established using ABAQUS to predict the brake squeal noise. The influence of friction coefficient between the friction body and the tread, Young's modulus of the friction body and the back plate on the brake squeal noise are studied. Results show that the friction coefficient had a significant influence on squeal noise, reducing the friction coefficient could suppress the occurrence of the brake squeal noise; and under the premise of without influencing on the braking performance, increasing the Young's modulus of the friction body or decreasing the Young's modulus of the back plate appropriately could suppress the occurrence of the brake noise.

Keywords: complex eigenvalue; squeal noise; model coupling; brake; friction

0 引言

列车制动尖叫噪声频率分布在 1 000~20 000 Hz 之间^[1-2]。进站时伴随着列车的制动，很容易激发出高达 100~110 dB 的制动尖叫噪声^[3]，大大降低了乘客乘坐舒适性。

制动尖叫噪声是一个涉及摩擦学、材料、噪声等领域的复杂问题，有关制动尖叫噪声问题的研究早在上个世纪 30 年代就开始了，起初主要集中在汽车的制动领域^[4]。经过几十年的发展，研究人员提出了如下几种理论：摩擦特性理论^[5-6]（stick-slip，摩擦力 - 相

对滑动速度负斜率），Sprag-slip 理论^[7]，模态耦合理论^[8-9]，双模态分离理论^[10]和锤击理论^[11]。不过这几种理论在解释制动噪声现象时并不能完全适用，都有一些缺陷。随着研究的不断深入，目前越来越多的研究者倾向于用模态耦合理论解释制动噪声现象。模态耦合理论认为，两物体相对滑动时，接触副之间的摩擦力可能会导致物体相邻模态出现耦合现象，进而会激励系统产生自激振动并辐射出制动尖叫噪声。

目前有关制动尖叫噪声方面的研究主要有 2 种：一种为试验方法，另一种为有限元法。2 种方法各有利弊：试验方法可以准确地反应制动尖叫噪声现象，但是重复性较差，试验设备费用较贵；有限元法虽不能准确地模拟制动工况，但便于研究单一参数变化对制动噪声的影响，有利于对制动尖叫噪声的机理研究。

其中,有限元法预测制动尖叫噪声又分为 2 种,一种为复特征值法,另一种为瞬态分析法^[12]。复特征值法的使用较为成熟,瞬态分析法还在发展之中。

本文使用有限元软件 ABAQUS 建立了某型转向架踏面基础制动装置的有限元模型,分析了闸瓦瓦背杨氏模量,闸瓦摩擦体杨氏模量,以及闸瓦摩擦体与踏面间摩擦系数对制动尖叫噪声发生趋势的影响。

1 制动装置有限元模型及制动尖叫原理

1.1 有限元模型

铁路车辆制动方式主要分为盘型制动和踏面制动 2 种,其中踏面制动是应用最早也最为广泛的制动方式。图 1 为某型转向架基础制动装置三维模型。制动力通过制动梁两端销轴施加在闸瓦托套筒上进而传递给闸瓦并作用在车轮踏面之上。由图 1 可知,制动装置是对称分布的。本文主要研究闸瓦组件的材料参数对制动尖叫噪声的影响,有限元模型如图 2 所示。

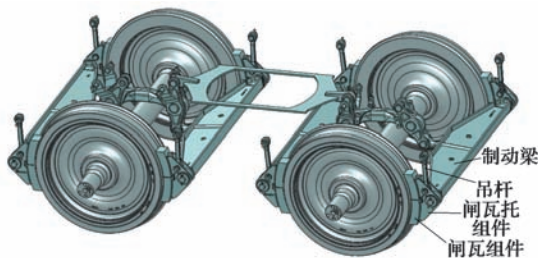


图 1 基础制动装置

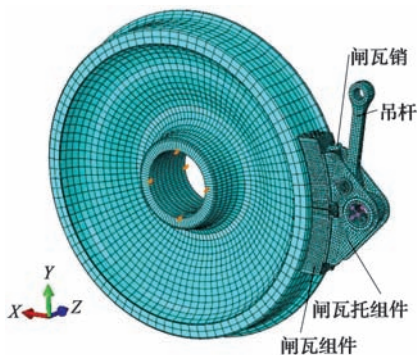


图 2 有限元模型

有限元模型约束情况如下:

①实际情况中,闸瓦的摩擦体与瓦背之间的粘结强度在抗拉试验机上测得为 4.9 MPa。故可以将瓦背与闸瓦摩擦体视为一个整体(仅材料不同),在摩擦体与瓦背之间使用 Tie 约束。闸瓦组成示意图如图 3 所示。

②实际情况中,吊杆一端与闸瓦托相连,一端吊挂在转向架端梁的制动吊座上,吊杆两端可以绕端梁制动吊座和闸瓦托转动。故有限元模型中在吊杆与制动吊座,吊杆与闸瓦托之间使用 HINGE 约束。

③实际情况中,制动力通过制动梁传递到闸瓦托销孔内。故有限元模型中制动力施加在对应位置。制动力大小按紧急制动时每片闸瓦最大压力 $F=30\text{ kN}$ 取值。

④闸瓦托与闸瓦之间,闸瓦与闸瓦插销之间采用面-面接触。

⑤为便于分析闸瓦组件的相关参数对制动尖叫噪声趋势的影响,有限元模型中仅考虑闸瓦摩擦体与车轮踏面之间的摩擦,并将摩擦系数 μ 视为定值。

⑥对有限元模型做必要的简化,忽略了一些对计算结果影响很小的圆角、倒角。

⑦所有焊缝均考虑为全熔深焊透状态,但忽略焊缝实际成型几何。

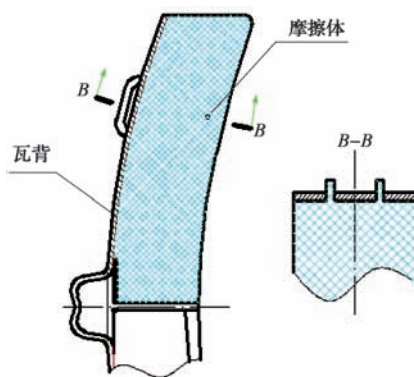


图 3 闸瓦组件示意图

部件材料参数及网格划分情况如表 1 所示。

表 1 部件材料参数及网格

部件名称	车轮	闸瓦摩擦体	闸瓦瓦背	闸瓦托	闸瓦销	吊杆
杨氏模量 E/MPa	2.06e5	826	2.0e5	1.96e5	2.0e5	2.0e5
泊松比 ν	0.26	0.26	0.27	0.27	0.27	0.27
密度 $\rho/(\text{t}\cdot\text{mm}^{-3})$	7.8e-9	2.2e-9	7.8e-9	7.8e-9	7.8e-9	7.8e-9
单元类型	C3D8I	C3D8I	C3D8I	C3D8I	C3D8I	C3D8I
单元数量	19 680	6 384	2 210	3 404	640	1 558

1.2 制动尖叫有限元分析原理

踏面制动方式的有限元动力学方程可表示为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = 0 \quad (1)$$

式中: M , C , K 分别代表踏面制动系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵。

其中阻尼矩阵 C 和刚度矩阵 K 中分别包括了因摩擦力引入而出现的阻尼效应和刚度矩阵非对称效应; x 、 x' 、 x'' 分别表示位移向量、速度向量和加速度向量。

方程 (1) 的特征值可以写成以下形式:

$$(u^2 M + uC + K)\varphi = 0 \quad (2)$$

式中: u 表示特征值; φ 表示对应的特征向量。

这里的特征值和特征向量可能为复数。为求解复特征值问题,可先忽略阻尼矩阵 C 和非对称接触摩擦耦合刚度矩阵,求出系统的正则模态,然后再利用求出的特征向量组成一个子空间。从对称系统中求出的 n 个特征向量用矩阵表示为 $[\varphi_1, \dots, \varphi_n]$, 原来矩阵投影到这 n 个向量的子空间上,得到下列 3 个式子:

$$M^* = [\varphi_1, \dots, \varphi_n]^T M [\varphi_1, \dots, \varphi_n] \quad (3)$$

$$C^* = [\varphi_1, \dots, \varphi_n]^T C [\varphi_1, \dots, \varphi_n] \quad (4)$$

$$K^* = [\varphi_1, \dots, \varphi_n]^T K [\varphi_1, \dots, \varphi_n] \quad (5)$$

因此式 (2) 可用下式表示: