



引用格式: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.

中图分类号:U463.5 文献标识码:A

DOI:10.3969/j.issn.2096-1553.2019.01.011

文章编号:2096-1553(2019)01-0079-08

# 基于 Workbench 的 盘式制动器振动噪声分析与优化

## Analysis and optimization of vibration noise of disc brakes based on Workbench

施佳辉,王东方,缪小东

SHI Jiahui, WANG Dongfang, MIU Xiaodong

关键词:

盘式制动器;  
Workbench 平台;  
复模态分析;  
摩擦因数;NVH 试验

Key words:

disc brake;  
Workbench platform;  
complex modal  
analysis;  
friction coefficient;  
NVH test

南京工业大学 机械与动力工程学院,江苏 南京 211800  
*College of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211800, China*

**摘要:**针对汽车制动噪声较大的问题,以某电动汽车盘式制动器为研究对象,用 Solidworks 软件建立制动器的三维模型,在 Workbench 平台对该模型进行复模态分析,得出制动时振动与噪音的分布情况,并通过制动块切斜倒角、中间挖凹槽、在钢背面铆接消音片等措施对刹车片结构进行优化,最后使用 Dynamometer-GIANT 8600 惯性试验台对改进前后的制动器进行 NVH 性能测试.结果表明:摩擦因数越低,制动器复特征值实部值越小,系统越稳定;改进后的制动器可以有效地减少系统不稳定模态的频率,使得汽车在低速时制动噪音明显减少,制动器 NVH 性能得到显著改善.

收稿日期:2017-10-12

基金项目:江苏省自然科学基金项目(BK20130941)

作者简介:施佳辉(1994—),男,江苏省南通市人,南京工业大学硕士研究生,主要研究方向为汽车 CAE.

通信作者:王东方(1961—),男,江苏省南京市人,南京工业大学教授,硕士生导师,主要研究方向为 CAD/CAE 技术及机械系统集成设计.

**Abstract:** In order to solve the problem of loud noise of automobile braking, taking a certain electric vehicle disc brake as the research object, a 3D model of the brake was established by using Solidworks software, and the model was analyzed by complex modal analysis on Workbench platform, and the distribution of vibration and noise during braking was obtained. The structure of the brake pad was optimized by means of chamfered, digging grooves in the middle and riveting the shim in the steel back. Finally, the NVH performance test of the brake before and after the improvement carried out using the Dynamometer-GIANT 8600 inertia test bench. The experimental results showed that the lower the friction coefficient, the smaller the real part value of the complex eigenvalue of the brake, and more stable the system. The improved brake could effectively reduce the frequency of the unstable modes of the system, so that the braking noise of the vehicle was significantly reduced at low speed, and the NVH performance of the brake was significantly improved.

## 0 引言

随着汽车工业的不断发展与新能源汽车的逐渐普及,人们对汽车的舒适性和环境的友好性要求越来越高,因此,汽车的制动噪声、振动与声振粗糙度(简称 NVH)成为亟待改善的问题.制动 NVH 性能的研究非常复杂,不仅涉及摩擦学、声学、振动学,还与热力学、材料学等学科密切相关.国内外相关学者对 NVH 性能的改善做了非常深入的研究. S. W. Kung<sup>[1]</sup>等利用有限元方法分析了制动器各部件的自由模态,通过与试验结果的对比,验证了有限元模态分析的准确性,并找出了影响制动稳定性的最大部件为制动块. A. Bajer<sup>[2]</sup>研究了摩擦阻尼存在时的制动尖叫问题,指出忽略摩擦阻尼得到的不稳定模态大于实际的不稳定模态. 黄隍<sup>[3]</sup>通过整车道路制动抖动试验,分析了制动盘制动面厚度波动与力矩波动及振动加速度的关系,并通过多轮台架试验和多项卡钳系统优化设计解决了车辆制动器制动抖动问题. 姜中望<sup>[4]</sup>基于逆向工程技术,采用 3D 激光扫描仪完成了制动器的建模,通过优化刹车片底料的成分比例,实现了制动噪声的优化,并在 LINK3900 噪声试验台上进行了验证.

目前,业界大部分学者将研究重点放在了制动盘、制动卡钳等制动器部件上,对于刹车片的研究多是基于简化模型的分析.另外,由于专

业试验设备的欠缺,多数学者的研究工作一般停留在软件模拟与小样试验阶段,很少通过专业的试验对其研究成果进行验证.鉴于此,本文以电动汽车盘式制动器为研究对象,用 Solidworks 软件建立制动器简化模型,并运用 Workbench 平台对模型进行复模态分析,由此找出制动噪声出现不稳定模态的频率及分布情况,以便对刹车片进行结构优化,最后用 Dynamometer-GIANT 8600 惯性试验台基于 SAE J2521 标准对该制动器改进前后的模型进行试验分析验证,以期在汽车工程领域提供有价值的参考.

## 1 基于复模态理论的盘式制动器的建模与分析

### 1.1 复模态理论与研究方案

汽车制动噪声是由制动器在工作过程中振动所引起的<sup>[5]</sup>.按振动频率,噪声大致可分 3 类:低频噪声(小于 1 kHz),低频啸叫(1 ~ 3 kHz)和高频啸叫(3 ~ 16 kHz)<sup>[5]</sup>.制动 NVH 的主要特点有:一是非线性(制动盘与刹车片之间的摩擦是非线性变化的,受摩擦力、接触力等因素影响);二是非恒定性(部件之间装配的精度和制动器表面温度的影响,常会导致制动部件之间发生共振);三是瞬时性(因制动过程很短,制动器在极短时间内运动参数与频率会发生突变而容易产生振动和噪声)<sup>[6]</sup>.因此常规的线性阻尼系统无法用实模态矩阵解耦,只

能通过实模态理论应用叠加法求解得到,即所谓的复模态求解。

非线性、多自由度、有阻尼振动系统的方程<sup>[7]</sup>为

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{0\} \quad (1)$$

式中,  $[m]$  为质量矩阵,  $[c]$  为阻尼矩阵,  $[k]$  为刚度矩阵。

令  $\{x\} = \{\Psi\}e^{\lambda t}$ , 代入式(1)得

$$(\lambda^2[m] + \lambda[c] + [k])\{\Psi\} = [D(\lambda)]\{\Psi\} = \{0\}$$

式中,  $[D(\lambda)]$  为振动系统的特征矩阵;  $\{\Psi\}$  为特征向量;  $\lambda = a + i\omega$  是方程的特征值,  $a$  是特征值实部,  $\omega$  是虚部, 每个特征值都与其相应的频率和振型对应 ( $a$  为正, 说明系统不稳定;  $a$  值越大, 说明不稳定的概率也越大)。

盘式制动器 NVH 性能的研究通常包括数值解析法和试验分析法两种<sup>[8]</sup>, 其中数值解析法又分为复模态分析法和瞬态动力学分析法。复模态分析法主要根据系统不稳定模态的频率确定其不稳定性, 而瞬态动力学分析法主要分析汽车在制动过程中制动器的动态特性和时域特性。本文主要研究制动器噪声发生度的问题, 因此采用复模态法。

本文采用理论仿真与台架实验并行的方式, 以方便仿真结果与实验结果相互验证, 盘式制动器 NVH 具体优化流程如图 1 所示。

## 1.2 有限元模型建模与前处理

本文以电动汽车浮钳盘式制动器为研究对象, 目标车型前置前驱, 其关键参数如下: 车辆

总质量  $M = 1452 \text{ kg}$ , 轮毂转动半径  $r = 308 \text{ mm}$ , 轮毂转动惯量  $I = 25 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , 制动钳活塞直径  $d = 38 \text{ mm}$ , 制动盘直径  $D = 265 \text{ mm}$ , 活塞移动起始压力  $P = 0.05 \text{ MPa}$ , 摩擦因数  $\mu$  为  $0.3 \sim 0.6$ 。

以该轿车后制动盘为例, 运用三维制图软件 Solidworks, 在不影响分析精度的情况下建立制动器的简化几何模型, 并将生成的 .stp 模型文件导入 Workbench 中, 采用 Automatic 自动网格划分方式进行网格划分, 生成符合质量要求的模型有限元网格, 如图 2 所示, 节点数 83 215 个, 总单元数 45 308 个。

模型前处理需定义材料和单元类型、接触对与接触条件、载荷与边界条件, 以便后期进行分析及求解。本文模型前处理的具体步骤如下:

1) 材料和单元类型。简化的制动器主要分 3 个模块, 即制动盘、摩擦块与钢背, 其对应的详细材料参数如表 1 所示。

2) 接触对与接触条件。接触对之间采用面与面接触。制动盘与摩擦块之间的接触面定义为摩擦接触, 摩擦因数  $\mu$  设定为 0.3, 非对称接触行为; 高级选项设置为非线性的收敛并采用增强拉格朗日算法, 接触面调整为初始接触, 每次迭代更新刚度并设置弹球区域半径  $R$  为 2 mm。摩擦块与钢背之间的接触设定为绑定接触, 采用对称接触行为并定义为多点约束的 MPC 算法。

3) 定义载荷与约束。选择两钢背的外表面, 施加 0.5 MPa 的压力载荷 (即制动活塞的初始压力), 定义摩擦块与钢背的表面位移约束:

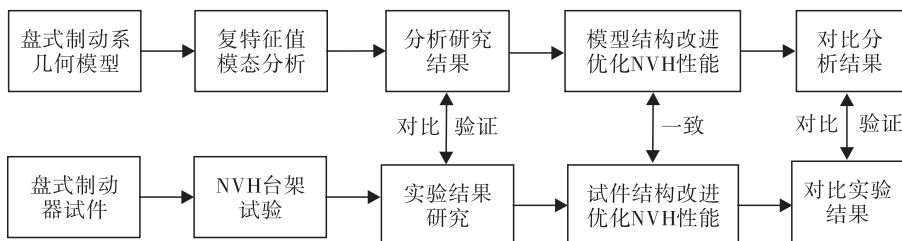


图 1 盘式制动器 NVH 性能优化流程图

Fig. 1 Disk brake NVH performance optimization flow chart

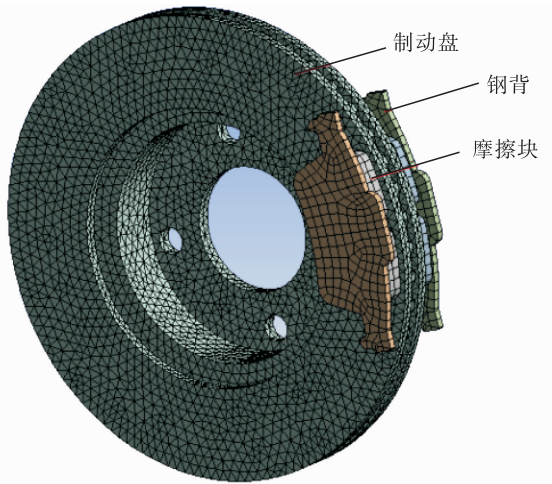


图2 盘式制动器网格划分图

Fig. 2 Disc brake mesh map

表1 制动器模型材料参数

Table 1 Brake model material parameters

部件	材料类型	弹性模量 /GPa	泊松比	密度 /( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )
制动盘	球墨铸铁	155	0.31	7300
摩擦块	碳纤维	0.37	0.28	3600
钢背	钢	209	0.31	7800

$Y$  和  $Z$  轴方向为位移为 0,  $X$  轴方向为自由。

后处理的分析与求解,首先采用非线性静力结构分析,然后将分析结果导入 Model 模块进行模态分析求解.模态分析采用非线性摄动法,用不对称法提取 50 阶模态,求解频率范围为 0 ~ 16 kHz.

### 1.3 盘式制动器的复模态分析

制动过程中摩擦因数会随着温度、速度、压力的改变而变化<sup>[9]</sup>,相应的制动系统的 NVH 性能也会随之改变.改变制动器的摩擦因数,依次分析  $\mu = 0.3 \sim 0.6$  之间 4 组摩擦因数 (0.3, 0.4, 0.5, 0.6) 的系统不稳定模态,得到制动器在不同摩擦因数下系统不稳定模态的实部与虚部值,将其结果整理成散点图,如图 3 所示.复模态特征值虚部代表固有频率,实部代表系统的稳定因数,实部值大于零表示系统处于不稳定状态.

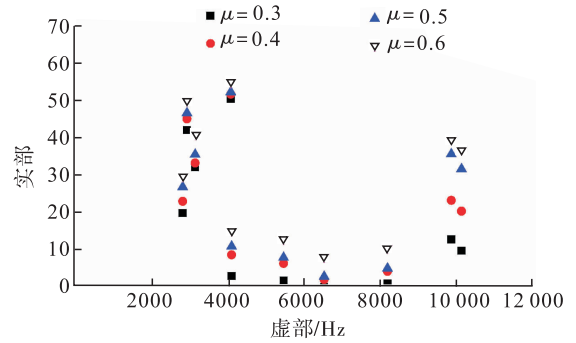


图3 不同摩擦因数下系统不稳定模态散点图

Fig. 3 Unstable mode scatter plots under different friction coefficients

由图 3 可看出,随着制动器摩擦因数的增加,同频率下系统的实部值也依次增大,即不稳定因数增大.系统不稳定程度越高,制动时产生噪音的概率也就越大.2000 ~ 12 000 Hz 各个频率段都存在不稳定模态,尤其是 2000 ~ 4000 Hz 和 10 000 Hz 左右的频率处,不稳定模态频率更为集中,且对应的复模态实部值较大,说明此频率下制动 NVH 发生的概率较大.由于系统固有频率是由制动器结构本身决定,因此摩擦因数的改变对虚部影响很小.

## 2 制动器的改进与复模态分析

对制动器振动噪声影响最大的部件是刹车片<sup>[10]</sup>,改进刹车片是有效减少制动器振动噪声的关键.对刹车片的改进主要有两大方向:材料和结构.材料的组成配方之方案颇多,且长期以来各刹车片的供应商都在研发新型的高性能刹车片,但一直没有显著成效.然而,对刹车片结构的改进同样能有效地减少制动器部件之间的共振,从而降低系统的不稳定性.因此,本文从结构方面对刹车片进行改进,以提高制动器的稳定性.

### 2.1 刹车片结构优化

根据制动 NVH 的特点与分布规律,对刹车片的结构进行如下优化.



1) 在摩擦块的两侧切斜倒角. 这是由于原摩擦块直角边缘在与制动盘接触时容易产生剧烈摩擦,且直角容易磨掉,产生摩擦碎屑,碎屑的增加一方面会加速制动盘和摩擦块的磨损,另一方面也更容易产生振动与噪音.

2) 在摩擦块的中间开宽 2 mm,深 4 mm 的凹槽. 凹槽可将摩擦碎屑暂时堆积于此,而后在重力作用下自动从凹槽中排除.

3) 在钢背的后面铆接金属消音片,以有效减少部件之间的共振,降低噪音的频率.

改进前后刹车片的实物如图 4 所示.

## 2.2 改进后制动器的复模态分析

将改进后的制动器进行复模态分析,其不稳定模态散点图如图 5 所示. 将图 5 与图 3 对比可以看出:改进后不稳定模态频率主要分布在 2500 ~ 4000 Hz 与 6000 ~ 8000 Hz 之间;改进前后模态虚部的值相差不多,但实部的值有了

明显降低,最大值在 10 左右. 因此,本文进行的刹车片结构优化对制动器模态的稳定性有明显的改善.

## 3 盘式制动器 NVH 台架试验结果与分析

制动器 NVH 性能试验采用 Dynamometer-GIANT 8600 惯性制动试验台,该试验台具有密闭双层舱结构,可测量制动器在不同速度、温度和压力下的制动性能<sup>[11]</sup>. 通过改变试验舱内温度、湿度及风数等参数,来模拟汽车在实际路面行驶过程中的噪音环境,因此试验结果与真实结果很接近. 本试验以国际通用的 SAE J2521 标准为试验规范,该标准主要分 3 个基本工况(前进/倒车制动工况、制动拖磨工况和减速制动工况),共分 18 个阶段. 按权重确定不同阶段的试验次数,其中前进/倒车制动工况 150 次,制动拖磨工况 482 次,减速制动工况 798 次,总制动试验循环次数为 1430 次. 试验台架噪声采集器置于制动盘中心水平方向 10 cm,垂直方向 50 cm 处.

### 3.1 噪音发生度

噪音发生度即声压级 SPL 大于 70 dB 出现的次数与总制动次数的比值<sup>[12]</sup>,用于反映噪声出现的频率. 基本工况下,改进前后制动器的噪音发生度试验结果如表 2 所示. 由表 2 可知,在基本工况下,制动器振动的频率范围主要在 2 ~ 10 kHz 之间,制动声压大于 70 dB 的总次数为 114 次,占总试验次数的 8%,而国内外汽车主机厂商对噪音发生度的要求是不大于 5%<sup>[13]</sup>,试验值在标准范围之外. 其中,制动拖磨工况下出现噪音的频率最高,在 482 次试验中,有 94 次出现高于 70 dB 的噪音,占总比的 11.8%;前进/倒车制动工况和制动减速工况主要在 2 ~ 4 kHz 振频下出现噪音.

由表 2 可看出,改进后制动噪音总次数为



图 4 改进前后刹车片实物图

Fig. 4 Physical map of brake pads before and after improvement

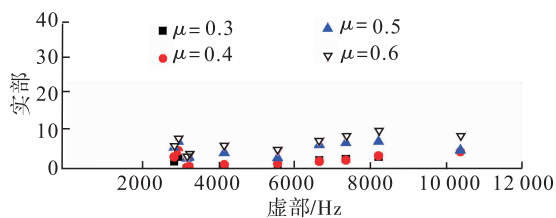


图 5 不同摩擦因数下改进后系统的不稳定模态散点图

Fig. 5 Unstable mode scatter plots of improved system under different friction coefficients

表2 基本工况下,改进前后制动器的  
噪音次数与发生度试验结果

Table 2 The number of noise of occurrences  
brake before and after improvement  
in the basic conditions

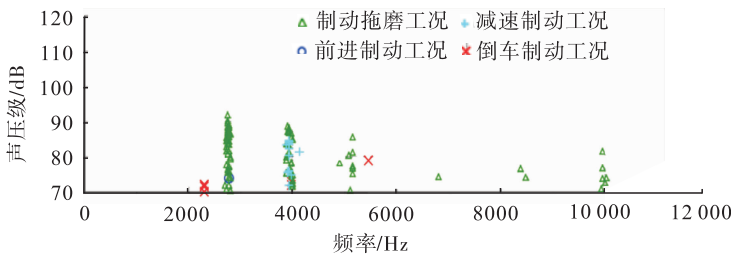
改进前后	频率范围/kHz	前进/倒车制动工况	制动拖磨工况	制动减速工况	制动噪音出现总次数(发生度)
改进前	2~4	7(4.7%)	71(8.9%)	11(2.3%)	89(6.2%)
	4~6	1(0.7%)	14(1.8%)	1(0.2%)	16(1.1%)
	6~10	0(0.0%)	7(0.9%)	0(0.0%)	7(0.5%)
	10~14	0(0.0%)	2(0.3%)	0(0.0%)	2(0.1%)
	2~14	8(5.3%)	94(11.8%)	12(2.5%)	114(8.0%)
改进后	2~4	2(1.3%)	28(3.5%)	0(0.0%)	30(2.1%)
	4~6	5(3.3%)	0(0.0%)	0(0.0%)	5(0.3%)
	6~10	4(2.7%)	14(1.8%)	15(3.1%)	33(2.3%)
	10~14	0(0.0%)	0(0.0%)	0(0.0%)	0(0.0%)
	2~14	11(7.3%)	42(5.3%)	15(3.1%)	68(4.8%)

68次,占总试验的4.8%,比改进前的8%有明显改善,且符合国内外厂商对制动噪音5%的规定.其中,制动噪音主要出现在频率2~4 kHz和6~10 kHz之间,2~4 kHz出现噪音的工况仍主要是制动拖磨工况.

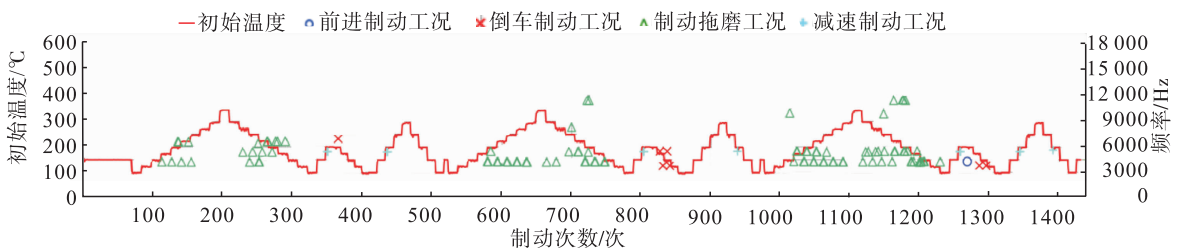
### 3.2 噪音与频率和温度的关系

基本工况下,改进前制动器的噪音与频率和温度的关系如图6所示.由图6a)可看出,在基本工况下,制动噪音主要分布在振动频率2500~4000 Hz之间,这与复特征值模态分析中不稳定模态出现的频率范围基本一致.制动拖磨工况下出现的制动噪音频率最高,且噪音最大,声压级约达95 dB;制动减速工况下,噪音主要出现在振动频率4000 Hz左右;前进/倒车出现噪音的频率较低.由图6b)可知,在特定的初始转速温度下(50~300℃),制动噪声主要分布在100~300次、570~750次和1000~1200次这3个制动的区间,且大部分为制动拖磨噪音.

基本工况下,改进后制动器的噪音与频率、温度的关系如图7所示.由图7a)可看出,出现制动噪音的频率主要分布在2800 Hz左右和6500~8000 Hz,虽然最大的噪声声压级仍约有95 dB左右,但噪音出现的频率有了明显的降低.由图7b)可知,出现噪音的频次在整个制动



a) 基本工况下频率与声压级关系图



b) 初始转速温度下制动噪音随制动次数的分布图

图6 基本工况下,改进前制动器的噪音与频率、温度关系图

Fig. 6 Relation diagram of noise and frequency and temperature of brake before improved under the basic conditions

循环中较为分散,相对于改进前有了很好的改善.

### 3.3 制动器的初始温度、速度与噪音发生度的关系

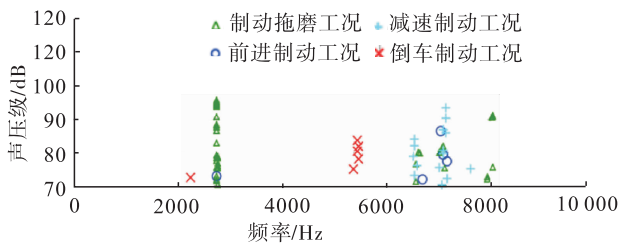
表 3 为改进前后制动器噪音发生度与制动初始温度、速度的关系表. 由表 3 可看出,制动噪音随制动器初始温度的升高呈现先上升后下降的趋势,初始温度在 100 ~ 200 °C 之间时,出现噪音的频率较大,其中 150 °C 时制动出现噪音的频率最高;制动初始速度在 10 km/h 时出现噪音的频率最高,远远超过其他制动速度下出现噪音的频率,表明汽车在低速时制动,噪声发生的可能性较高. 另外,由表 3 可看出,改进后的制动器在初始温度时对制动噪音出现的频率也

有改善,由最高的 4% 降到了 1.5%;制动速度对噪声发生度的影响也由原来的最高 7.1% 减少到了 3.7%,相对于改进前改善了约 50%.

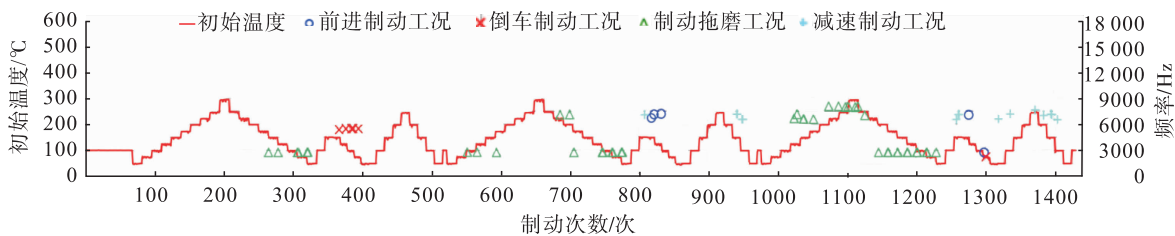
## 4 结论

本文主要针对盘式制动器制动时振动噪声大的性能缺点进行改进,通过 Workbench 的复模态分析得到系统不稳定主要集中的频率范围,然后对刹车片结构进行优化改进,最后在 Dynamometer-GIANT 8600 惯性试验台上进行了相关的试验验证. 主要得到以下结论:

1) 汽车盘式制动器摩擦因数的改变对复特征值虚部影响较小,而对实部的影响很大;摩擦因数越大,系统不稳定模态的实数值越大,从



a) 基本工况下频率与声压级关系图



b) 初始转速温度下制动噪音随制动次数分布图

图 7 基本工况下,改进后制动器的噪音与频率、温度关系图

Fig. 7 Relation diagram of noise and frequency and temperature of brake after improved under the basic conditions

表 3 改进前后制动器噪音发生度与制动初始温度、速度的关系表

Table 3 Shows the relationship between the temperature, speed of the first brake and the noise before and after the brake

改进前后	制动初始温度/°C					制动初始速度/(km · h <sup>-1</sup> )			
	50	100	150	200	250	10	30	50	70
改进前	0.1	1.7	4.0	1.6	0.6	7.1	0.0	0.8	0.0
改进后	1.0	1.3	1.5	0.4	0.3	3.7	0.0	1.0	0.0

%

而噪音出现的频率也就越高,适当地降低摩擦因数能改善制动器 NVH 的性能. 另外,制动器在低频振动时制动噪声较为集中,尤其是制动拖磨工况.

2)在对刹车片结构进行切斜倒角、开凹槽,并在钢背上铆接消音片后,制动器不稳定模态的实部值相比原制动器有了明显降低,其噪音在各频段下的发生度也都明显下降,且低于国内外厂商对制动噪声的规定,制动器 NVH 性能有了显著改善.

#### 参考文献:

- [1] KUNG S W, DUNLAP K B, BALLINGER R S. Complex eigenvalue analysis for reducing low frequency brake squeal[J]. Sae Transactions, 2000(1):1.
- [2] BAJER A, BELSKY V, KUNG S W. The influence of friction-induced damping and non-linear effects on brake squeal analysis[R/OL]. (2004-01-2794)[2017-08-12].
- [3] 黄佷. 汽车盘式制动器制动抖动分析及改进[D]. 北京:清华大学,2012.
- [4] 姜中望. 基于逆向工程技术的盘式制动器 NVH 特性研究与优化[D]. 镇江:江苏大学, 2016.
- [5] 张力, 黄海明. 自修复复合材料刹车片性能研究[M]. 北京:北京交通大学出版社,2013.
- [6] 雷伟. 基于复特征值的盘式制动器 NVH 分析及试验研究[D]. 重庆:重庆理工大学,2014.
- [7] 黄泽好, 万鑫, 雷伟, 等. 盘式制动器非线性模型的复模态分析及改进[J]. 现代制造工程, 2016(12):89.
- [8] 彭涛, 周亨, 田振勇. 盘式制动器 NVH 性能的时-频域耦合仿真方法[J]. 噪声与振动控制, 2016(2):52.
- [9] 张加乐. 基于有限元分析与台架试验的某型轿车盘式制动器减振降噪研究[D]. 天津:天津科技大学,2016.
- [10] 杨龙宝. 基于 ANSYS Workbench 的汽车盘式制动器性能分析[D]. 广西:广西大学,2013.
- [11] 潘公宇, 姜中望, 王宪锰, 等. 盘式制动器刹车片钢背结构对制动噪声影响研究[J]. 江西师范大学学报. 2016(3):168.
- [12] 匡博. 盘式制动器制动噪声有限元分析[D]. 长沙:湖南大学,2013.
- [13] 王荣红, 马存贵. 盘式制动器振动特性的试验研究[J]. 煤矿机械, 2011(11):84.