

基于复模态理论的定钳制动器噪声仿真研究

张兴琦 俞杰 俞碧君 胡斐 苑庆泽
浙江万安科技股份有限公司 浙江诸暨 311822

摘要: 为解决某车型定钳盘式制动器制动尖叫的问题,采用复模态分析方法,利用Abaqus有限元软件搭建了定钳盘式制动器有限元模型。借助试验对模型零部件参数进行了修正,然后分析计算获得了模型的不稳定模态。针对此不稳定模态,通过分析模态振型找到了噪声的主要贡献部件(制动器摩擦块),然后针对性修改摩擦块倒角结构来改善制动噪声。最后经过噪声台架试验验证,通过优化摩擦片结构,可有效降低制动器系统的噪声发生率。

关键词: 定钳制动器; 制动噪声; 复模态分析; 摩擦片

Study on noise simulator of fixed-caliper brake based on complex Modal theory

Xingqi Zhang, Jie Yu, Bijun Yu, Fei Hu, Qingze Yuan
Zhejiang Vie Science & Technology Co.,Ltd., Zhuji 311822, China

Abstract: In order to solve the problem of brake noise of fixed-caliper brake of a certain vehicle, this paper adopted the complex Modal theory and used Abaqus to build the finite element model of fixed-caliper brake. The parameters of the parts of the model were modified by experiments, and then the unstable modes of the model were obtained by analysis and calculation. Aiming at this unstable mode, the main contribution component (brake friction block) of the noise is found by analyzing the mode shape, and then the chamfering structure of the friction block is modified to improve the brake noise. Finally, the noise rate of brake system can be effectively reduced by optimizing the structure of friction plate through noise bench test.

Keywords: fixed-caliper brake; Brake noise; analysis of Complex modal; Friction plate

引言:

汽车制动噪声是与制动系统相关的最困难问题之一,其主要可以分为低频噪声(100Hz ~ 1000Hz)、低频尖叫(1kHz ~ 3kHz)和高频尖叫^[1](3kHz ~ 15kHz)。制动尖叫噪声不但影响乘车者的舒适性,而且会引起大量的售后质量问题。因此,降低或者抑制制动啸叫噪声的发生对提高汽车产品竞争力具有非常重要的意义。

目前,国内外研究人员针对制动噪声产生机理研究还不成熟,没有完全统一的解释^[2],普遍认为是由于制动器系统结构因素造成自激振从而引起制动噪声^[3]。行业内也主要通过试验的方式开展,即通过改变摩擦片的开槽、倒角、配方以及改变消音片的阻尼特性等等方式,在试验台上做大量的试验来改善制动噪声^[4-7]。这种方式虽然有一定噪声改善效果,但操作起来工作量庞大,简单来讲对摩擦块改动一个倒角角度都需要重新开展一轮试验进行验证,这样的影响因素还有开槽深度、倒角位

置、倒角形状等。正是基于这个现状出发,本文从理论着手,基于有限元理论和复模态分析法,搭建了固定钳制动器复模态分析模型。通过参数化建模的方式研究不同摩擦块结构对制动噪声影响,寻找其最优结构。最后通过试验验证上述优化结构可有效降低制动噪声的发生率,表明本文提出的噪声仿真模型对制动噪声的改善有一定的指导性和可行性。

一、定钳制动器复模态理论分析

当驾驶员制动动作发生时,制动盘和摩擦片发生摩擦效应,产生扰动载荷并激励定钳制动器系统,导致系统的振动微分方程刚度矩阵不对称,从而将系统的不稳定模态激励起来。通过对复特征值方程的求解,可计算识别制动系统中哪些不稳定的模态,然后针对性调整模态振型达到模态隔离的作用,从而实现降低啸叫发生概率的效果。

定钳制动系统制动过程的动力学方程可以表示为^[8]
$$[M]\{\ddot{x}\}+[C]\{\dot{x}\}+[K]\{x\}=\{F\} \quad (1)$$
其中, M、C、K分别为

系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵, x 为系统各自由度的位移向量; F 表示制动盘与摩擦片之间的接触摩擦力, 它以接触面之间节点的相对位移来表示:

$\{F\}=[K_a]\{x\}$ (2), 式(2)表示为摩擦力与节点位移联系起来的摩擦刚度矩阵, 并结合式(1)和(2), 将式(1)中的摩擦力移到左边, 如下式表示: $[M]\{\ddot{x}\}+[C]\{\dot{x}\}+[K-K_a]\{x\}=\{0\}$ (3), 式(3)是包含了摩擦刚度项的自由振动系统的动力方程, 其解的形式如下:

$x=\{\Psi\}e^{st}$, (4), 将其进行适当的微分并代入式(3)得到 $([M]u^2+[C]u+[K-K_a])\{\Psi\}=\{0\}$, (5), 其中, Ψ 为特征向量, u 为特征值。由于制动盘与摩擦片之间存在摩擦效益, 导致摩擦矩阵 K_a 是不对称的, 从而引起系统的刚度矩阵不对称。在一定条件下求解上述微分方程得到如下包括实部和虚部的共轭复特征值: $s_{1,2}=\sigma_i \pm jw_i$, (6), 制动器总成的运动可以用共轭复特征值和特征向量来描述: $\{x_i\}=\{\Psi_i\}e^{(\sigma_i+jw_i)t}+\{\Psi_i\}e^{(\sigma_i-jw_i)t}$, (7), 通过欧拉公式变化可以得到: $\{x_i\}=\{\Psi_i\}e^{\sigma_i t} \cos(w_i t)$, (8), 方程的解 x_i 由代表阻尼系数的实部 σ_i 和代表频率的虚部 w_i 组成。其中实部为负值, 表明系统处于一种稳定状态; 实部为正值, 表明系统处于一种不稳定状态, 在振动过程中随着时间的增长振幅会发散, 引发制动啸叫噪声问题。

二、定钳制动系统有限元模型

1. 模型定义

定钳制动器总成有限元模型主要包括制动盘、转向节、内/外钳体、内/外摩擦片、轮毂、轴承、活塞、螺栓。将上述三维模型导入HYPERMESH软件进行几何剖分。网格模型如图1所示。

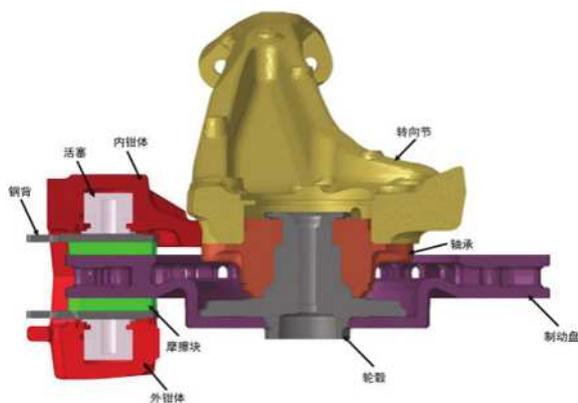


图1 定钳制动系统有限元网格模型

2. 材料属性定义

定义定钳制动器各部件材料属性, 其中制动盘、定钳钳体、转向节、轮毂、摩擦块钢背、活塞等为常用金属材料, 具有各向同性, 定义杨氏模量、密度、泊松比等物理参数, 如表1所示。

摩擦块材料采用NAO材料, 是一种多元有机纤维材料, 具有低噪音、低磨损等特点, 其物理属性表现为各向异性特征, 在ABAQUS中选用“ENGINEERING COSTANTAS”材料本构模型。材料物理参数如表2所示, 材料属性参考坐标系如图2所示。

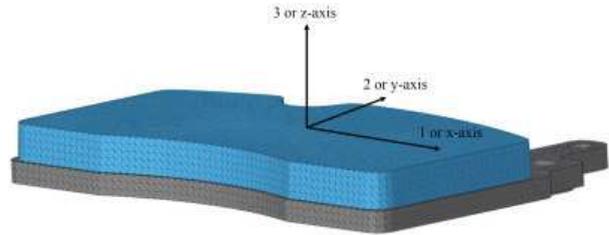


图2 摩擦材料参数参考坐标系

表1 零件材料参数

零件	材料	密度 (t/mm ³)	弹性模量 (MPa)	泊松比
制动盘	HT250	7.2E-09	120000	0.24
定钳	AlSi7Mg	2.64E-09	65000	0.33
转向节	A356	2.7E-9	70000	0.33
轮毂	Cr40	7.87E-09	211000	0.28

表2 摩擦块材料参数

MPa		
Ex=Ey	11960	杨氏模量
Ez=E3	2140	杨氏模量
V31=V32	0.14	泊松比
V12=V21	0.11	泊松比
V23=V13	0.8	泊松比
G13=G23	2380	剪切模量
G12	5390	剪切模量

3. 模型参数修正

采用零部件称重、试验模态校对等方式修正校准模型中各部件的材料密度和弹性模量、泊松比等参数。图3为制动盘模态测试试验, 采用敲击法, 测得零部件的固有频率和模态与仿真进行对标。以制动盘和定钳钳体为例, 制动盘实测与理论计算最大误差值为2.39%, 最小误差值为0.426%; 钳体实测与理论计算最大误差值1.13%, 最小误差值为0.047%, 均在3%误差值范围内, 表明本文搭建的有限元模型部件的物理参数设置准确有效。如表3和表4所示



图3 制动盘模态试验

表3 制动盘试验与模态计算频率对比表

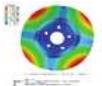
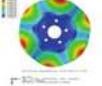
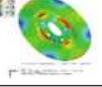
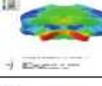
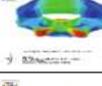
模态	仿真频率/Hz	振型	试验频率/Hz	误差/%
1	734.48		752.5	2.39%
2	1675.1		1662.5	0.758%
3	1826.5		1818.75	0.426%
4	2492.1		2475	0.69%

表4 定钳试验与模态计算频率对比表

模态	仿真频率/Hz	振型	试验频率/Hz	误差/%
1	1428.6		1425	0.253%
2	2942.9		2912.5	1.04%
3	5094.5		5037.5	1.13%
4	6778.2		6775	0.0472%

4. 定钳制动器有限元仿真模型

定钳钳体由内钳体、外钳体和螺栓组成，其中外钳体上布设四个螺纹孔，螺栓穿过内钳体后，通过螺纹连接与外钳体固定在一起，该处螺纹连接在ABAQUS软件中设置为绑定连接，并在螺栓上施加预紧力，大小为45000N。制动器总成装配在底盘悬架上，可约束转向节上的安装孔壁节点，实现总成固定安装关系；内、外钳体内部预留活塞腔，并嵌套活塞，构成制动建压腔。对

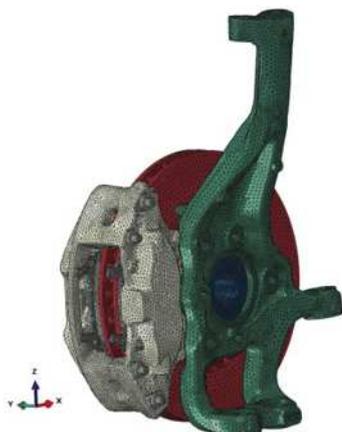


图4 定钳制动器总成有限元仿真模型

建压腔内壁面和活塞外侧面加载压力力，模拟制动油压加载过程。制动盘跟随车轮转动有一定的旋转自由度，施加转速。其它部件关系如活塞、摩擦块、制动盘、轮毂、轴承等根据装配关系设置相互之间的接触关系。搭建的定钳制动器总成有限元仿真模型如图4所示。

三、定钳制动器不稳定模态分析

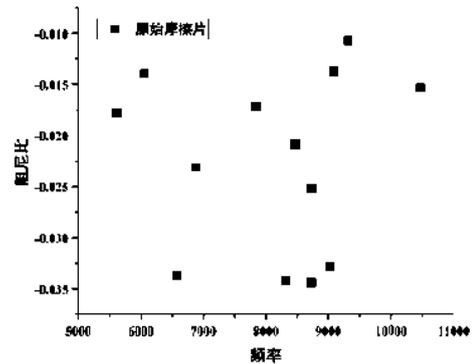


图5 原始方案不稳定模态频率分布图

使用ABAQUS软件，计算所搭建的制动器有限元仿真模型，统计筛选结果中的不稳定模态信息（主要考察阻尼比小于-0.01的模态），如图5所示的数值结果显示有13阶不稳定模态，相对较多，阻尼比系数也较大。说明系统结构出现了较多的模态耦合问题，导致了制动啸叫的发生率高。这也与产品台架试验反馈制动噪音发生率高、频率宽等问题非常吻合。

图6、7为模型不稳定模态结果中的最大、最小模态振型。



图6 5619.4Hz振型图

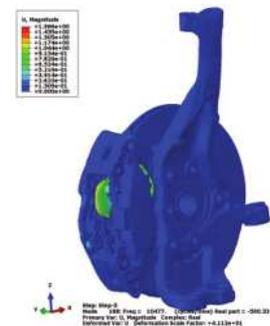


图7 10477Hz振型图

四、改进优化

观察图6、图7，可以发现不稳定模态振型主要发生在摩擦块部件上。说明摩擦块对系统的不稳定模态结果有较大的贡献^[9]。基于这个角度出发，本文采用修改摩擦片结构的方式来调整摩擦片模态振型，以实现部件间的模态隔离，进而减少制动系统的不稳定模态出现率达到改善制动噪声的效果。通过对工程常用摩擦片倒角处理方式进行分析，优选出两种改进方案：一种是对摩擦片材料侧边缩进，在距摩擦片背板2.5mm处开斜倒角处理，如图8(a)所示，其倒角大小参考表5；一种是保持摩擦材料基础面不变，在距摩擦片背板6.2mm处开斜倒角处理，如图8(b)，相关倒角大小参考表6。

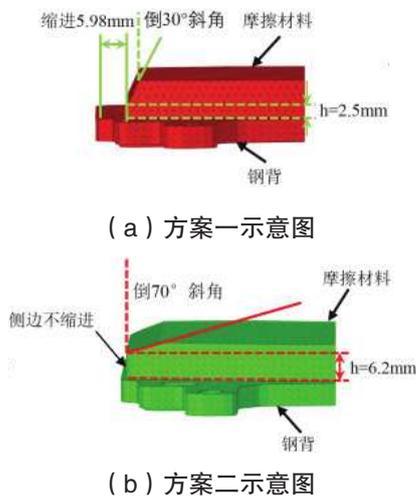


图8 摩擦片方案

表5 方案一倒角方案

序号	倒角大小	结构示意图
1	30° 斜倒角	
2	45° 斜倒角	
3	60° 斜倒角	

表6 方案二倒角方案

序号	倒角大小	结构示意图
4	70° 斜倒角	
5	80° 斜倒角	
6	85° 斜倒角	

1. 摩擦块方案一仿真计算

对方案一的三种摩擦片倒角结构进行分析计算，获得其不稳定模态结果，如图9所示。数值结果显示摩擦片倒角角度30°时系统不稳定模态数为9个；倒角为45°时不稳定模态数为8个；倒角为60°时不稳定模态数为6个。说明在该种方案下，摩擦片斜边倒角越大系统不稳定模态数越少，噪声发生倾向趋势降低。

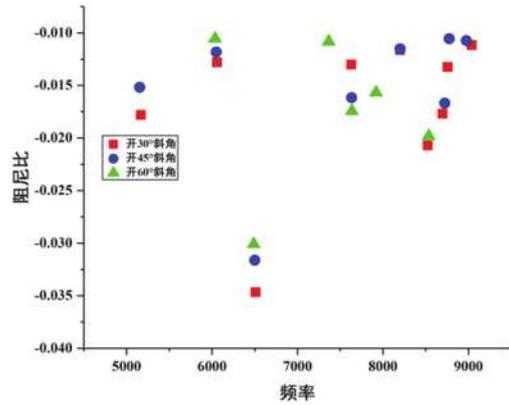


图9 方案一不稳定模态频率分布图

2. 摩擦块方案二仿真计算

继续对方案二的三种摩擦片倒角结构进行分析计算，获得其不稳定模态计算结果。如图10所示。数值结果显示摩擦片在70°倒角时，不稳定模态数为7个；80°倒角时，不稳定模态数为6个；85°倒角时，不稳定模态数为4个。表明在摩擦材料侧边不缩进布置时，倒角角度越大，不稳定模态越少。

对比上述两种摩擦片设计方案，可以发现摩擦材料不缩进布置相比摩擦材料缩进布置不稳定模态数更少，噪声发生倾向度更低。且在摩擦材料侧边不缩进布置，在距摩擦片背板6.2mm开85°斜角时，制动器总成的不稳定模态相对最少，方案最优。

产生上述这种现象原因是制动盘与摩擦块之间产生了模态耦合问题。制动过程中的冲击激励会激发放大这种耦合问题，导致共振现象发生，进而引起制动器啸叫^[10]。改变摩擦片倒角，其模态振型发生了一定的改变，降低了制动盘和摩擦块的模态耦合作用，避免共振的发生，从而抑制了噪声发生概率^[3]。

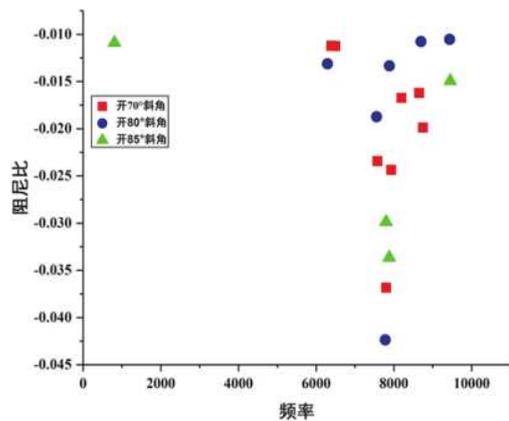


图10 不稳定模态频率分布图

五、试验验证

台架测试如图11所示，制动器总成布置方式与实车状态相同。麦克风布置于台架附近，采集制动系统的噪

音值。噪音频谱通过LINK测试系统进行采集处理。

分别对原始方案和摩擦块结构6设计方案进行试验验证。原始方案测试结果如图12所示，在5300Hz ~ 5800Hz、6200Hz ~ 7000Hz、8000Hz ~ 9000Hz范围之间均有噪音分布。噪音发生次数多，噪音频率分布较宽，且分贝值相对较高。图13为摩擦块结构6方案噪音实测结果，噪声发生数明显降低，且主要分布在8000Hz频率左右，其它频率段噪声已基本消除。说明对摩擦块倒角进行优化可有效降低制动器产品的噪声发生趋势。另一方面说明本文搭建的仿真模型在噪声预测上具有一定的指导意义。

针对新出现的8000Hz的频率可借助前述复特征值分析模型继续调整摩擦块结构，达到更理想的降噪效果。本文由于篇幅有限，不在赘述。



图11 制动器台架噪音测试

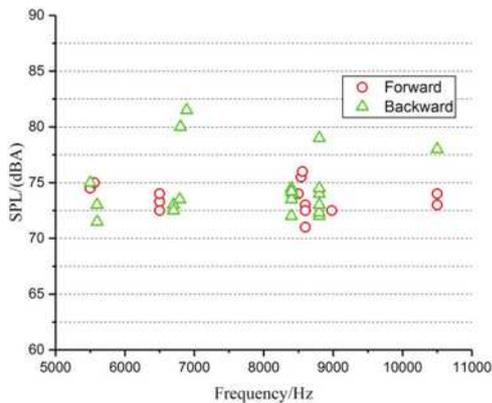


图12 原方案-台架噪声测试结果

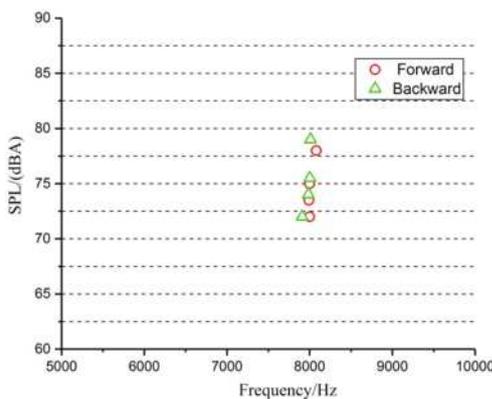


图13 摩擦块序号6-台架噪声测试结果

六、结语

(1) 基于有限元方法，搭建了定钳制动器复模态仿真分析模型，并进行仿真计算，获得了模型不稳定模态。

(2) 通过对不稳定模态振型的分析，找到对系统不稳定模态的主要贡献部件。然后针对性的调整，通过模态隔离的方法有效降低系统的不稳定模态出现，降低制动噪声的发生率。台架试验噪声发生率明显降低，表明本文研究方法在改善定钳制动器噪声性能上一定的可行性和有效性。

(3) 通过优化摩擦片倒角结构，可有效降低制动器系统的噪声发生率。

参考文献:

- [1]董良.CAE分析在客车盘式制动器NVH领域的应用[J].现代机械.2012(05):6-9.
- [2]管迪华,宿新东.制动振动噪声研究的回顾、发展与评述[J].工程力学.2004(04):150-155.
- [3]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(04):1-7.
- [4]Chen F. Automotive disk brake squeal: an overview[J]. Int. J. of Vehicle Design. 2009, 51(1/2).
- [5]李清,管迪华,杜永昌,等.盘式制动器摩擦片形状设计对高频尖叫的影响[J].汽车安全与节能学报.2014,5(04):360-366.
- [6]管迪华,杜永昌,王霄锋,等.对一盘式制动器高频尖叫及抑制的分析[J].工程力学.2014,31(12):217-222.
- [7]Mohammad E, Oluremi O. Computer aided engineering prediction of brake noise: modeling of brake shims[J]. Journal of Vibration and Control. 2016, 22(10).
- [8]王文竹,李杰,刘刚,等.汽车盘式制动器制动噪声优化抑制仿真[J].计算机仿真.2019,36(01):171-175.
- [9]詹斌,孙涛,沈炎武,等.基于复特征值分析的某盘式制动器制动尖叫问题改进[J].振动与冲击.2021,40(05):108-112.
- [10]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(自然科学版).2013,41(05):765-772.