文章编号：1006-1355(2017)01-0040-04

# 复模态分析在盘式制动器制动异响抑制上的应用

吴 帅[1,2]，张晓艳[1,2]，王德宸[1,2]，孙 玉[1,2]，赵勇强[1,2]

（1. 长城汽车股份有限公司 技术中心，河北 保定 071000；
2. 河北省汽车工程技术研究中心，河北 保定 071000）

**摘 要**：为解决某SUV车型在行驶过程中盘式制动器产生的制动异响问题，采用行业界内主流的复模态分析方法，利用Abaqus计算制动器系统的复特征值分布，通过对比分析不稳定模态下子结构的模态振型与其本身的模态振型间的关系，揭示系统不稳定模态是由于各子结构模态耦合振型叠加而导致的，结合SAE J2521试验结果及路试实际情况对比发现，仿真分析能够较为准确地预测出系统产生制动异响的趋势，且不稳定系数是否大于0.01不是作为评判系统稳定与否的唯一标准。结合实际工程经验提出一种“不对称倒角”结构对摩擦片的形状进行优化，试验结果显示这种特殊结构能够有效地抑制制动异响，有效地解决了实际工程问题，为制动异响问题的解决提供了另一条途径。

**关键词**：声学；复模态分析；制动噪声；模态耦合；结构优化

**中图分类号**：O 32；O422.8；TU112.23；TU834.36 **文献标识码**：A **DOI编码**：10.3969/j.issn.1006-1335.2017.01.009

# Application of Complex Modal Analysis in Disc Braking Noise Suppression

*WU Shuai*[1,2], *ZHANG Xiao-yan*[1,2], *WANG De-chen*[1,2], *SUN Yu*[1,2], *ZHAO Yong-qiang*[1,2]

( 1.Technology Center of Great Wall Motor Co. Ltd., Baoding 071000, Hebei China;
2. Hebei Automotive Engineering and Technology Research Center, Baoding 071000, Hebei China )

**Abstract :** Control of the disc braking noise of a particular SUV is studied. The complex eigenvalues and the complex modals are calculated by means of Abaqus. Comparing the modal shape of the substructure under the unstable modal condition with its own modal shape, it is revealed that the system modal instability is due to modal shape superposition and the modal coupling of the substructures. Comparing the results of SAE J2521 test with the results of road test, it is discovered that the simulation analysis can accurately forecast the tendency of the braking noise, and whether the instability coefficient is greater than 0.01 is not the unique criterion for the system's stability judgment. In virtue of the practical engineering experience, a structure called "asymmetric chamfer" is put forward to optimize the shape of the friction pad. Results of the test show that this special structure can effectively suppress the braking noise. This work offers another way for braking noise suppression.

**Key words :** acoustics; complex modal analysis; braking noise; modal coupling; structure optimization

制动噪声是汽车NVH品质的重要衡量因素之一，分为Hum、Moan、Groan、Judder、Roughness的低频噪声和Squeal、Squeak的高频噪声[1]，是最主观、最直接、最容易引起顾客抱怨的NVH问题。制动噪声由于不仅与整车动力学设计参数有关，还与复合的制动工况以及使用环境强相关，所以迄今为止仍没有统一的解决策略，根本原因在于整个行业界内由于汽车工业的激烈竞争局面限制了前沿性研究工对制动噪声发生机理及分析方法不统一；另一方面作的发布和技术交流[2-3]。一般认为，是制动器系统的结构因素引起了自激振动从而产生了制动噪声，主流思路是把整个制动器看做一个整体，通过改变制动器部件的质量、刚度、阻尼或动态特性、耦合关系消除制动器系统的异响模态频率[4]。基于模态耦合理论的复模态分析方法和SAE J 2521制动噪音匹配试验具有较好的一致性，在制动噪声的抑制研究中已经得到广泛的应用，在业界内已得到充分的认可[5-9]。本文有效地结合两种研究手段对实际工程

收稿日期：2016-09-02

作者简介：吴帅(1987－)，男，吉林省辽源市人，硕士研究生，从事于制动系统振动与噪声控制（NVH）工作。
E-mail: shuai.wu@outlook.com

项目进行制动异响抑制。

## 1　制动尖叫的复特征值分析理论

制动器接触摩擦耦合系统，其运动方程可以表达为 [10－11]

$$\boldsymbol{m}\ddot{x}+\boldsymbol{k}\dot{x}+\left(\boldsymbol{k}+\mu\boldsymbol{k}_f\right)x=0 \tag{1}$$

式中 $\boldsymbol{m}$、$\boldsymbol{k}$、$\boldsymbol{c}$ 分别为制动系统的质量矩阵、刚度矩阵、阻尼矩阵，$x$、$\mu$、$k_f$ 分别为制动系统的振动位移矢量、摩擦系数和摩擦耦合刚度矩阵。

可以看出式(1)在受载荷、阻尼等因素影响后，系统刚度矩阵可能不对称，从而导致系统的特征值可能是复数解。

由数学知识可知，系统特征值的正与负决定了系统是否稳定，在有限元分析中，模态频率表征的是系统特征值。因此，可以利用这种方法求解出制动系统的复模态特征值，以预测系统发生噪声的倾向。其中，式(1)的特征方程为

$$\det\left(s^2m+\mathrm{sc}+k+\mu k_f\right)=0 \tag{2}$$

$$S=\sigma+\mathrm{j}\omega \tag{3}$$

式中 $S$ 为系统复特征值，$\sigma$ 为实部，表示阻尼系数，$\mathrm{j}\omega$ 为虚部，表示模态频率，定义复模态阻尼比

$$\xi=-\frac{\sigma}{\pi\omega} \tag{4}$$

作为衡量系统模态不稳定程度的指标，式中右边的负号表示负阻尼，模态不稳定系数记为

$$\gamma=\frac{\sigma}{\pi\omega} \tag{5}$$

在实际工程应用中，目前业界内一般不考虑材料阻尼特性，因此分析结果中的不稳定模态数量要比实际发生的数量多，这是由于实际工况的激励复杂多变，以及发生概率的综合结果，而国内外学者通常将不稳定系数是否大于 0.01 作为评判系统稳定与否的重要指标 [7]。而文献[6]指出这一判据并非完全成立，不稳定系数小于或接近 0.01 也可能是不稳定模态。

## 2　制动器异响分析

根据疲劳耐久路试试验司机反馈，某平台 SUV 车型左前制动器在山路两万公里路试过程中有严重振动异响发生，严重影响整车 NVH 性能和制动性能。通过 LMS 振动噪声测试设备进行测试，结果见图 1，制动异响主要集中在 12 100 Hz～13 000 Hz 左右，属于高频制动尖叫 [12]。为进一步探究该制动系统的 NVH 特性，利用 SAE J 2521 台架试验对全新制动器总成进行复现，实验结果（图 2 所示）显示在 Reverse（倒退）试验工况中出现 12 000 Hz 大于 70 dB 的高频噪音，发生概率 3.08 %，为进一步探究在该不稳定模态频率下，制动部件与制动系统的关系，利用 Abaqus 软件进行复模态仿真分析。

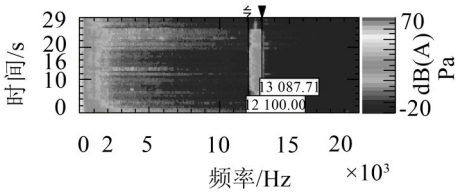



图 1　LMS 制动异响 Colormap 图

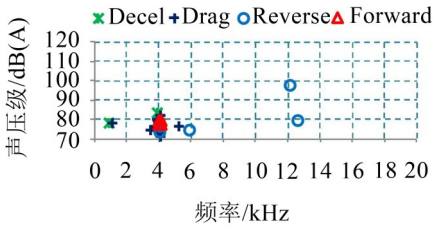



图 2　故障件 SAE J 2521 制动异响频率-声压级关系

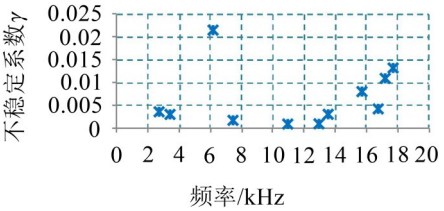



图 3　制动复模态频率/不稳定系数关系

以制动钳体、制动钳架、制动块、制动盘、液压油缸部件作为有限元分析主体，搭建有限元分析模型，将分析结果不稳定系数大于 0 进行统计（见图 3、表 1 所示），其中，在 12 100 Hz～13 000 Hz 之间，存在 12 994+j32.9 的复模态，其系统模态振型云图见图 4。

表 1　故障件不稳定系数大于 0 的复特征值

| 序号 | 频率/Hz | 特征值 | 不稳定系数λ | 序号 | 频率/Hz | 特征值 | 不稳定系数λ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 739 | 29.7 | 0.003 | 7 | 13 586 | 123.9 | 0.003 |
| 2 | 3 440 | 31.1 | 0.003 | 8 | 15 754 | 391.0 | 0.008 |
| 3 | 6 200 | 417.6 | 0.021 | 9 | 16 797 | 215.8 | 0.004 |
| 4 | 7 481 | 37.0 | 0.002 | 10 | 17 244 | 585.8 | 0.011 |
| 5 | 10 994 | 26.2 | 0.001 | 11 | 17 753 | 730.6 | 0.013 |
| 6 | 12 994 | 32.9 | 0.001 | -- | -- | -- | -- |

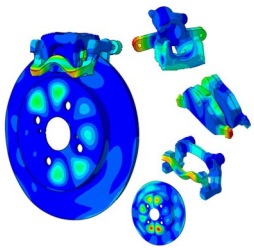


图4 制动复模态12 994 Hz有限元分析云图

根据复模态理论和分析结果，系统中制动钳架、制动盘、制动块发生了模态耦合现象，为进一步分析各部件对系统不稳定模态的贡献，进行单件自由模态分析，在分析结果中找出与系统不稳定模态接近的部件振型及频率见表2。

表2 系统零件自由模态振型及固有频率

| | 钳体 | 制动块 | 钳架 | 制动盘 |
|---|---|---|---|---|
| 振型 |  |  |  |  |
| 频率/Hz | 12 055 | 7 472 | 11 652 | 7 651 |

由表2分析得到钳体与钳架、制动块与制动盘分别在12 000 Hz和7 500 Hz存在模态、振型接近现象，从而进行模态耦合。结合系统整体振型可知，制动钳架边梁部位刚度不足，对系统不稳定现象贡献量最大，其他零部件的模态对系统贡献量相对较低。

## 3 改进方案及验证

为避免系统在12 000 Hz左右产生模态耦合现象，修改制动钳架边梁处结构是最直接、最有效的方法，但考虑到项目周期和成本的问题，以改动量尽量小的原则，我们尝试改动小部件摩擦片的结构，以此来避免模态耦合现象，摩擦片加入倒角对高频制动噪声有很好的抑制作用，结合设计经验制定图5所示的两种解决方案，方案一（图5(a)）在原状态的基础上在右侧添加24 °度倒角，方案二（图5(b)）在方案一的基础上在制动块左侧添加27 °倒角，形成不对称倒角特殊结构。



（a）方案一样件 （b）方案二样件

图5 制动块整改方案样件

对方案一、方案二数模初期进行复模态仿真分析，统计20 000 Hz以内系统不稳定模态（图6、图7所示）。

对比分析可知，方案一在12 000 Hz～13 000 Hz内存在12 996+j35.1不稳定模态（见表3），从系统不稳定模态振型中（图8所示）也可以看出制动盘及摩擦片振型并没有得到相应的改善，推测方案一无改善效果。而方案二存在11 604+j55.0不稳定模态（见表4），且在12 000 Hz～13 000 Hz外，制动盘模态振型（图9所示）也随之得到改变，推测方案二有改善效果。

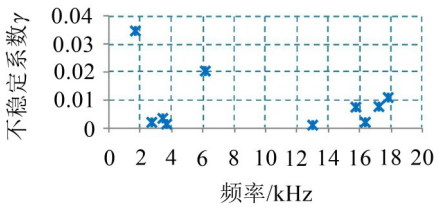



图6 方案一制动复模态频率/不稳定系数关系

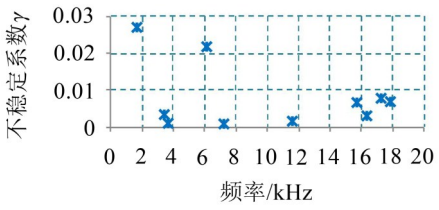



图7 方案二制动复模态频率/不稳定系数关系

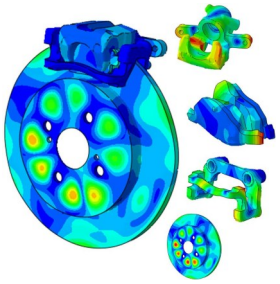


图8 制动复模态12 994 Hz有限元分析云图

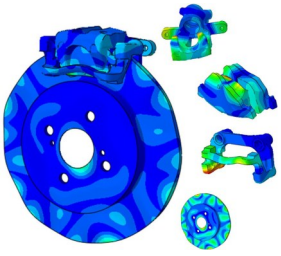


图9 制动复模态11 604 Hz有限元分析云图

考虑到仿真分析得到的不稳定模态在试验中不一定发生的情况，从分析和试验相结合的角度出发，对两种方案分别进行了SAE J 2521制动噪声台架试验，试验结果统计显示，在12 000 Hz～13 000 Hz之间方案一在大于60 dBA出现2次，发生概率为2.03 %（图10所示），方案二发生概率为0 %（图11所示），台架试验效果显示方案二要优于方案一。

在整车实际路试过程中试验司机反馈，方案一在60 km/h～80 km/h紧急制动时偶有刺耳制动异响发生，方案二在50 km/h制动时有制动异响发生，主观感觉声音较小可接受。

表 3 方案一不稳定系数大于0的复特征值

| 序号 | 频率/Hz | 特征值 | 不稳定系数λ | 序号 | 频率/Hz | 特征值 | 不稳定系数λ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 1 692 | 184.2 | 0.035 | 6 | 12 996 | 35.1 | 0.001 |
| 2 | 2 737 | 15.9 | 0.002 | 7 | 15 752 | 361.5 | 0.007 |
| 3 | 3 439 | 35.3 | 0.003 | 8 | 16 357 | 96.8 | 0.002 |
| 4 | 3 689 | 14.3 | 0.001 | 9 | 17 220 | 406.7 | 0.008 |
| 5 | 6 152 | 391.6 | 0.020 | 10 | 17 813 | 601.3 | 0.011 |

表 4 方案二不稳定系数大于0的复特征值

| 序号 | 频率/Hz | 特征值 | 不稳定系数λ | 序号 | 频率/Hz | 特征值 | 不稳定系数λ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 1 693 | 142.6 | 0.027 | 6 | 11 604 | 55.0 | 0.002 |
| 2 | 3 439 | 35.6 | 0.003 | 7 | 15 720 | 323.2 | 0.007 |
| 3 | 3 686 | 11.0 | 0.001 | 8 | 16 357 | 151.6 | 0.003 |
| 4 | 6 145 | 416.8 | 0.022 | 9 | 17 267 | 416.9 | 0.008 |
| 5 | 7 239 | 17.8 | 0.001 | 10 | 17 860 | 379.6 | 0.007 |

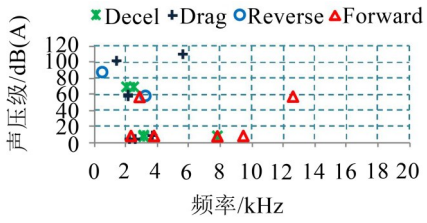



图 10 方案一SAE J 2521试验制动异响统计图

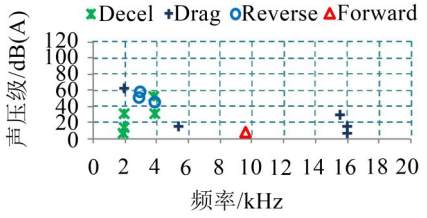



图 11 方案二SAE J 2521试验制动异响统计图

## 4 结 语

（1）本文对摩擦片提出一种不对称倒角的优化结构，利用于Abaqus复模态分析方法与SAE J 2521台架试验和路试的验证有效结合，有效地抑制了12 000 Hz～13 000 Hz高频尖叫噪声的实际制动异响问题，不仅使产品设计验证周期大大缩短，开发成本也大大节约，工程应用价值大。

（2）整车实际发生制动异响频率为12 000 Hz～13 000 Hz，仿真分析得到的不稳定模态为12 994+j32.87，有效地说明了复模态分析方法与SAE J 2521的台架试验结果具有较好的一致性[13]。同时文中仿真分析结果显示，不稳定系数0.000 8小于0.01，也验证了不稳定系数是否大于0.01作为评判系统稳定与否的唯一标准是不合适的。

（3）通过以上仿真分析不稳定模态结果、台架试验发生异响的数量及路试实际异响情况比对来看，呈现递减关系，这一结果不仅验证了系统结构和阻尼特性对系统不稳定模态有直接影响的结论，还说明了实际制动异响发生存在一定的概率问题，这意味着制动异响与制动工况和路面激励有强相关关系。

**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，(5)：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**，2004，21(4)：150-155.

[3] 黄学文，张金换，董光能，等. 摩擦制动噪声防治研究进展[J]. **润滑与密封**，2006，(11)：194-197.

[4] 陈小悦. 鼓式制动器低频振颤的研究[D]. 北京：清华大学，1988.

[5] 盛勇生，马力，过学迅，等. 面向制动噪声的盘式制动器零部件实模态分析[J]. **汽车科技**，2007，(3)：21-23.

[6] 侯俊，过学迅. 基于有限元方法的盘式制动器制动噪声研究[J]. **机械设计**，2008，25(8)：50-52.

[7] 吕辉，于德介，谢展，等. 基于响应面法的汽车盘式制动器稳定性优化设计[J]. **机械工程学报**，2013，49(9)：55-59.

[8] 杨龙，王国权. 基于复模态理论的盘式制动机构分析[J]. **北京信息科技大学学报**，2015，30(1)：80-84.

[9] 唐普亮，张赤斌，徐伟梁. 电动车刹车系统噪声产生机理与改进措施[J]. **噪声与振动控制**，2006，26(5)：78-81.

[10] LIU P, ZHENG H, CAI C. Analysis of disc brake squeal using the complex eigenvalue method[J]. **Applied Acoustics,** 2007, 68: 603-615.

[11] Abaqus Analysis User's Manual[R]. Version 6.4.

[12] 冯天培，孙跃东，王岩松，等. 汽车车内制动噪声主动控制[J]. **噪声与振动控制**，2016，36(1)：75-78.

[13] 夏祖国，蒋丽琼，史建鹏，等. 盘式制动器制动尖叫CAE分析及其解决方案[J]. **汽车科技**，2015(1)：26-30.