

DOI: 10.13718/j.cnki.xdzk.2018.06.024

# 鼓式制动器非线性模型的不稳定性分析与优化<sup>①</sup>

黄泽好<sup>1</sup>, 黄旭<sup>1</sup>, 万鑫<sup>1</sup>, 雷伟<sup>1,2</sup>

1. 重庆理工大学 车辆工程学院, 重庆 400054; 2. 南方天合底盘系统有限公司, 重庆 402760

**摘要:** 基于鼓式制动器接触单元的四自由度振动模型, 分析了其不稳定性是耦合摩擦力所致, 主要因素为摩擦系数、弹性模量和接触面积. 建立了制动器的摩擦接触非线性有限元模型, 并用试验验证了模型的有效性. 有限元模型单因素分析表明, 减小摩擦系数或降低摩擦衬片弹性模量都能明显降低不稳定性系数, 同样, 制动器不完全接触亦可减小其不稳定性系数. 采用响应面法对影响因素进行了优化, 不稳定性系数降低了 55.6%, 优化后模型不稳定性有明显改善.

**关键词:** 不稳定性; 摩擦系数; 弹性模量; 接触面积; 响应面法

**中图分类号:** U463.51

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1673-9868(2018)06-0168-06

鼓式制动器是汽车安全系统的重要组成部分, 汽车在道路上行驶时, 制动器使用非常频繁<sup>[1]</sup>. 制动器如果设计不合理, 在制动过程中不仅会使制动器温度急剧上升<sup>[2]</sup>, 还可能处于不稳定状态, 从而产生剧烈振动, 辐射出高频制动尖叫噪声. 因此, 研究鼓式制动器的不稳定性及其影响因素, 并进行结构和性能优化, 减小制动尖叫噪声发生, 降低噪声污染具有重要意义.

国内外专家学者<sup>[3-5]</sup>对制动器的制动尖叫噪声的影响因素预测和控制进行了大量研究. 但直至今日, 由于制动噪声产生的机理复杂, 对制动噪声的研究仍没有形成统一的理论和方法. 复模态分析法、瞬态动力学分析和试验研究是主要的研究方法<sup>[6-9]</sup>, 而且主要集中在盘式制动器, 对鼓式制动器的研究较少. 本文以某车的后轮鼓式制动器为研究对象, 通过理论分析和仿真研究其不稳定性和不稳定性的影响因素, 并采用响应面法对影响因素进行优化.

## 1 鼓式制动器不稳定性

### 1.1 理论分析

制动器在工作时, 制动鼓与制动蹄滑动接触产生制动摩擦力<sup>[10]</sup>. 当制动器结构或材料设计不合理时会出现如尖叫噪声等各种不稳定现象, 分析其原因, 可以将制动鼓、制动蹄以及摩擦衬片离散化, 将接触单元简化成四自由度的振动系统, 如图 1 所示. 由于制动器属于小阻尼系统, 可以忽略系统阻尼. 因此, 接触单元振动方程如式 1 所示.

$$\begin{bmatrix} m_d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_s & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_{d,r} \\ \ddot{x}_{d,t} \\ \ddot{x}_{s,r} \\ \ddot{x}_{s,t} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} -k_n & 0 & k_n & 0 \\ -\mu k_n & 0 & \mu k_n & 0 \\ k_n & 0 & -k_n & 0 \\ \mu k_n & 0 & -\mu k_n & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{d,r} \\ x_{d,t} \\ x_{s,r} \\ x_{s,t} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\Rightarrow [M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = 0 \quad (1)$$

<sup>①</sup> 收稿日期: 2017-08-06

基金项目: 重庆高校创新团队建设计划项目(KJTD201319).

作者简介: 黄泽好(1966-), 男, 教授, 博士, 主要从事车辆系统动力学、车辆动噪声的分析和控制的研究.

其中,  $k_n$  为简化的弹簧单元刚度;  $x_{d,s}$  和  $x_{d,r}$  分别表示制动鼓表面第  $n$  个单元质心处切向  $t$  和径向  $r$  方向的位移,  $x_{s,t}$  和  $x_{s,r}$  则分别表示与之相对应制动蹄单元质心处  $t$  和  $r$  方向的位移.

若  $\mu = 0$ , 即摩擦力为 0, 刚度矩阵  $[K]$  是关于  $k_n$  的对称矩阵; 若  $\mu \neq 0$  不对称, 影响了其正定性, 无法直接解耦, 只能采用复模态解耦, 通过子空间投影法, 提取其复特征值. 第  $i$  阶特征值可表示为

$$s_i = \alpha_i + j\omega_i \quad (2)$$

式中,  $\alpha_i$  为实部, 是系统的阻尼系数;  $\omega_i$  为虚部, 是系统的固有频率. 与之对应的系统响应为

$$x_i = A_i e^{\alpha_i t} \cos \omega_i t \quad (3)$$

若  $\alpha_i$  为负数, 振幅  $A_i e^{\alpha_i t}$  随时间衰减, 系统是稳定的, 若  $\alpha_i$  大于 0, 振幅则随时间不断增大. 根据振动与噪声的关系, 振动幅值越大, 辐射声波的声压越大, 声压级则越大, 越容易产生制动尖叫现象. 式(4)定义的不稳定性系数(Tendency of Instability, TOI)则表征了系统的不稳定程度, 用  $T_{TOI}$  表示.

$$T_{TOI} = \sum_i \left( \frac{\alpha_i}{\pi \omega_i} \times 100 \right), \alpha_i > 0 \quad (4)$$

从式(4)可知, 不稳定模态数目越多或实部数值越大, 则  $T_{TOI}$  值越大, 系统就变为越不稳定, 制动尖叫就越容易发生.

## 1.2 不稳定影响因素

根据式(1), 刚度矩阵  $[K]$  的不对称是导致系统不稳定性的根本原因, 它与摩擦系数  $\mu$  和简化的弹簧单元刚度  $k_n$  的关系为式(5).

$$\frac{1}{k_n} = \frac{1}{k_{dn}} + \frac{1}{k_{sn}} + \frac{1}{k_{ln}} \quad (5)$$

其中,  $k_{dn}, k_{sn}, k_{ln}$  分别为制动鼓、制动蹄和摩擦衬片的等效刚度, 三者的等效刚度无法直接在模型中表达, 而弹性模量可以度量刚度. 因而,  $k_n$  大小与制动鼓、制动蹄和摩擦衬片的弹性模量有关.

系统总刚度矩阵中,  $k_n$  数量与接触单元数目有关, 而接触单元又与接触面积有关.

综上所述, 影响鼓式制动器不稳定性的因素有: 摩擦系数、制动鼓、制动蹄和摩擦衬片的弹性模量, 以及接触面积.

## 2 鼓式制动器摩擦接触非线性有限元模型与验证

### 2.1 有限元模型与单元划分

为研究鼓式制动器的摩擦接触导致的不稳定性, 将模型简化为仅有制动鼓、制动蹄和摩擦衬片. 采用 Hypermesh 划分网格, 网格模型如图 2 所示, 共计 23 612 个单元, 38 509 个节点.

### 2.2 模型前处理

将网格模型导入 ABAQUS 软件中, 对网格模型进行前处理. 包括材料属性、接触设置、几何约束、载荷. 具体如下:

1) 材料属性: 参数如表 1 所示.

2) 接触设置: 定义制动蹄和摩擦衬片为面面绑定接触, 二者无相对位移; 摩擦衬片和制动鼓为面面滑动摩擦接触, 接触约束采用罚函数法, 引入罚参数  $\alpha$ , 采用虚

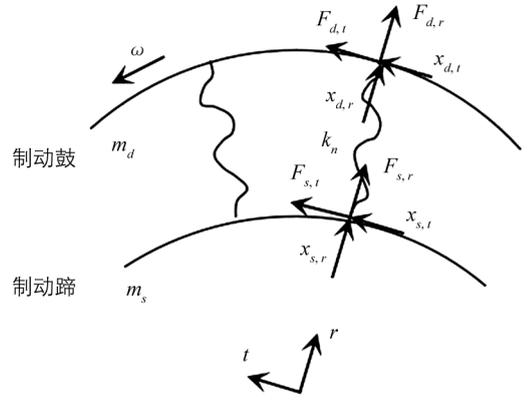


图 1 鼓式制动器简化图

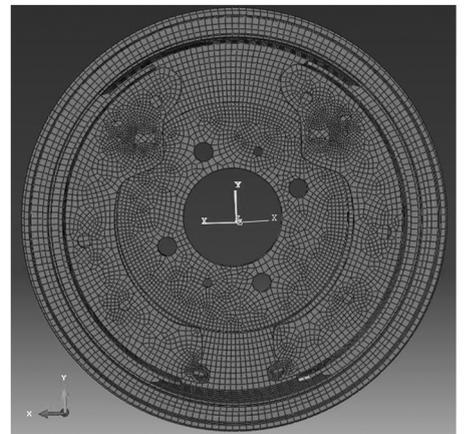


图 2 制动器网格模型

位移原理求解出各接触点的接触力

$$F = \alpha(u_1 - u_2 + \bar{g})$$

式中  $u_1 - u_2 + \bar{g}$  为两接触点间的距离, 可以类比在物体间施加非线性弹簧。

3) 几何约束: 制动鼓除绕  $z$  轴转动外其余自由度均约束; 制动蹄下端除绕  $z$  轴转动、沿  $y$  轴移动外, 其余自由度都要约束。

4) 载荷: 制动蹄与活塞接触面上的制动压力用节点集中力代替。

表 1 各部件材料属性参数

	弹性模量/MPa	泊松比	密度/(t · mm <sup>-3</sup> )
制动蹄	2.10E+5	0.27	7.86E-09
制动鼓	1.21E+5	0.24	7.10E-09
摩擦衬片	4.10E+2	0.25	1.15E-09

### 2.3 仿真结果分析

采用非对称模态求解器对建立的非线性有限元模型进行求解, 提取复模态, 其频率范围为 0~16 kHz. 实部大于零的不稳定模态如图 3 所示. 横坐标为虚部, 纵坐标为实部。

由图 3 可知, 不稳定模态主要集中在 3 500, 4 900, 6 200, 10 500, 11 200, 11 900, 12 800, 13 500, 14 600 Hz 左右的 9 个频率范围。

### 2.4 制动器 NVH 试验验证分析

鼓式制动器 NVH 试验采用 LMS 公司的惯性制动试验台, 按 SAE J2521 标准, 试验工况为制动拖滞和减速制动工况. 为减小环境噪声的影响, 将制动器、悬架等放置在密闭空间, 记录声压级大于 70 dB 的噪声发生度, 结果如图 4 和图 5 所示。

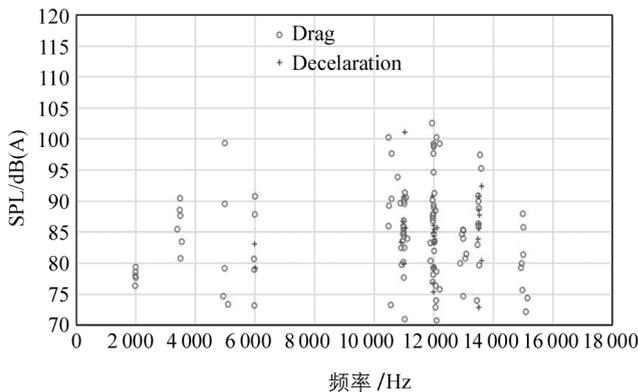


图 4 噪声频率与声压级

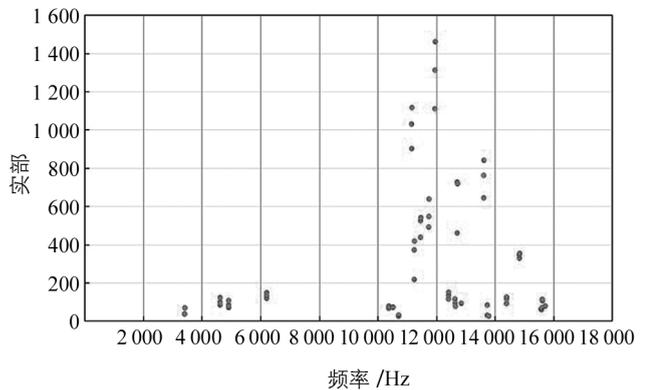


图 3 不稳定模态分布

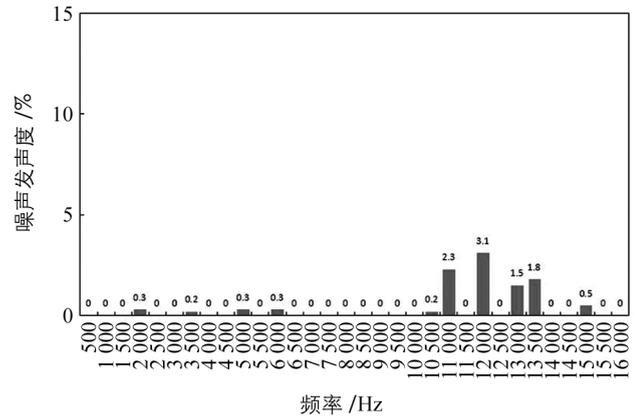


图 5 噪声频率与发生度

由图 4 和图 5 可知, 噪声发生频率基本包括不稳定模态频率, 各频率下的发生度与不稳定模态实部的大小对应良好. 与图 3 比较发现, 虽然仿真存在一定程度的低频欠预测, 但其他频率范围的误差均不超过 5%, 说明鼓式制动器摩擦接触非线性有限元模型是有效的。

## 3 鼓式制动器不稳定性影响因素分析与优化

分析鼓式制动器不稳定性影响因素时, 应用非线性有限元模型, 考察模型的摩擦系数、材料弹性模量、接触面积等单一因素对制动不稳定性的影响。

### 3.1 摩擦系数

制动尖叫发生的最主要原因是制动鼓和制动蹄间耦合了摩擦力所致,对制动尖叫影响最大的因素就是摩擦系数.首先,将摩擦系数设置为 0,仿真结果表明,制动器不存在不稳定模态.摩擦系数在 0.3~0.5 范围内时的制动器不稳定性系数如图 6 所示.由图 6 可知,随着摩擦系数的增加,不稳定性系数明显增加,越容易产生制动尖叫.

### 3.2 弹性模量

制动器在工作过程中会产生热量,弹性模量在温度的影响下会发生变化.根据制动鼓、制动蹄和摩擦衬片的材料特性,将其分别设置为 5 个水平(表 2),研究各水平下制动器的不稳定性,结果如图 7 所示.

由图 7 可知,制动鼓、制动蹄和摩擦衬片的弹性模量对制动器不稳定性的影响各不相同,不稳定性系数随弹性模量的增加为非线性变化,其中摩擦衬片为基本正相关,其余不明显.

表 2 各部件弹性模量水平设置

	水平 1	水平 2	水平 3	水平 4	水平 5
制动鼓弹性模量/MPa	108 900	114 950	121 000	127 050	133 100
制动蹄弹性模量/MPa	189 000	199 500	210 000	220 500	231 000
摩擦衬片弹性模量/MPa	369	389.5	410	430.5	451

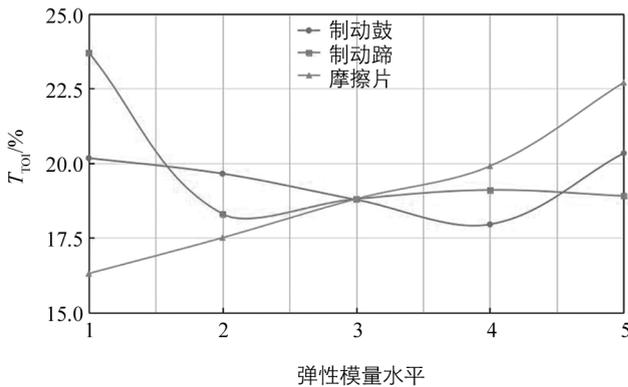


图 7 各弹性模量下的不稳定性系数

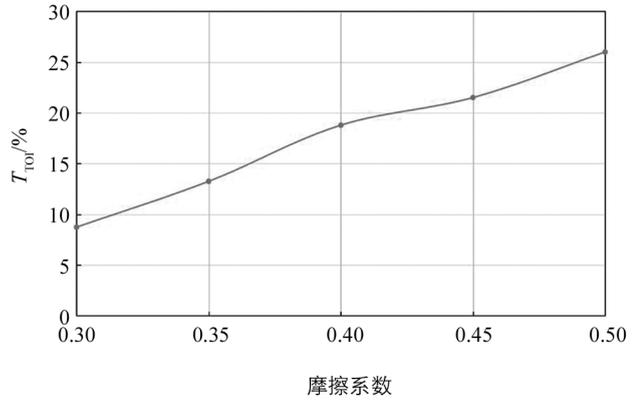


图 6 不同摩擦系数下的不稳定性系数

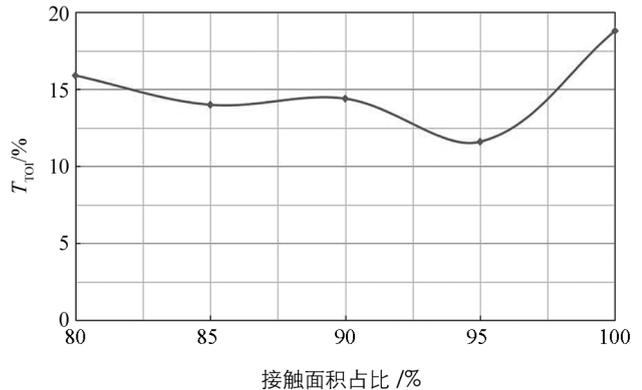


图 8 不同接触面积下的不稳定性系数

### 3.3 接触面积

从节约材料和确保制动安全性能考虑<sup>[11]</sup>,将摩擦片中间开槽,减小与制动鼓的接触面积,接触面积对制动器不稳定性的影响如图 8 所示.

从图 8 可知,开槽后的接触面积与开槽前的接触面积比值(接触面积占比)减小,不稳定性系数的变化规律不明显,但均比原模型的不稳定性有所改善,说明开槽有利于改善不稳定性.

### 3.4 参数优化

基于制动器不稳定性的单因素影响分析,选取各影响因素为变量,不稳定性系数为目标,进行响应面设计.各因素水平如表 3 所示,试验方案共有 46 组.拟合的回归方程为式(6).

$$\begin{aligned}
 T_{TOT} = & 1.972\ 89 + 516.123\ 77x_1 - 370.226\ 2x_2 \\
 & - 117.656\ 25x_3 + 107.440\ 48x_4 + 4.573\ 71x_5 \\
 & - 125x_1x_4 + 127.083\ 33x_2x_3 - 73.809\ 52x_2x_4 \\
 & - 239.607\ 84x_1^2 + 224.558\ 82x_2^2
 \end{aligned} \quad (6)$$

根据制动性能要求<sup>[12-13]</sup>,摩擦系数不能小于 0.35,接触面积占比不能小于 0.9,经响应面法得到的

优化方案是摩擦系数为 0.35、接触面积为总面积的 90%，制动鼓、制动蹄和摩擦衬片的弹性模量分别为 1.33 GPa, 2.31 GPa, 369 MPa. 优化前后制动器的不稳定性比较如图 9 和 10 所示.

表 3 分析因素及水平

因 素	水 平		
	-1	0	+1
摩擦系数 $x_1$	0.30	0.40	0.50
接触面积占比 $x_2$	0.80	0.90	1.00
制动鼓弹性模量 $x_3$ (E+5 MPa)	1.09	1.21	1.33
制动蹄弹性模量 $x_4$ (E+5 MPa)	1.89	2.10	2.31
摩擦片弹性模量 $x_5$ (E+2 MPa)	3.69	4.10	4.51

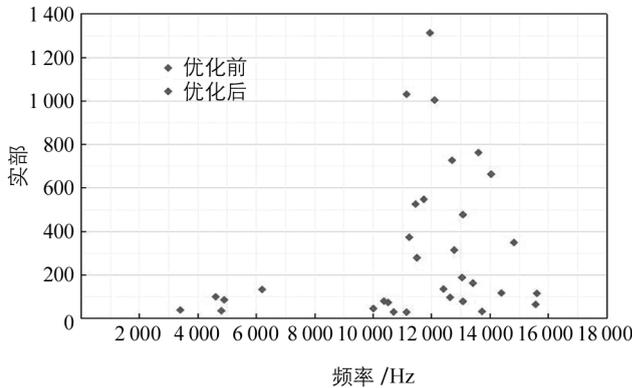


图 9 不稳定模式分布对比

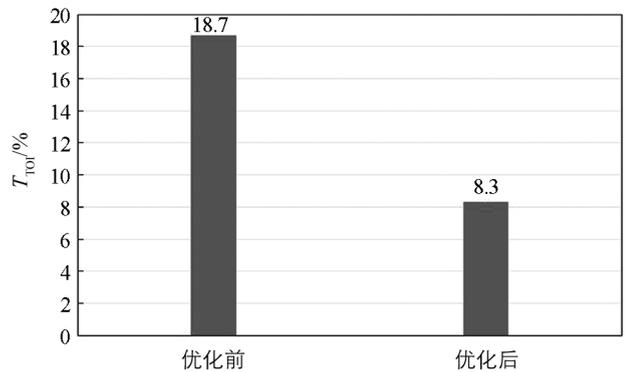


图 10 不稳定性系数对比

由图 9 和图 10 可知, 制动器经优化后, 其不稳定模态明显减少, 不稳定性系数下降了 55.6%, 产生制动尖叫的倾向性明显下降. 制动器设计部门可据此对其制动噪声进行改善.

## 4 结 论

从理论上分析了制动器不稳定性与制动尖叫的关系, 总结了不稳定性主要影响因素, 应用有限元方法构建了鼓式制动器摩擦接触非线性有限元模型, 并通过制动器 NVH 试验台架验证了模型的有效性, 分析了各参数对不稳定性的影响, 结论如下:

- 1) 理论分析和有限元仿真表明, 制动器的不稳定性是摩擦耦合所致, 基于摩擦接触的非线性有限元方法仿真研究有效.
- 2) 摩擦系数、弹性模量和接触面积对鼓式制动器不稳定性的影响较大, 且为非线性的, 其中摩擦衬片为基本正相关.
- 3) 制动器不稳定模态分布较广, 实部数值较大, 模态稳定性差, 响应面优化改进相关参数后的不稳定性有明显改善.

## 参考文献:

- [1] 史培龙, 严慈磊, 张培培, 等. 重型商用车长大下坡行驶能力研究 [J]. 西南大学学报(自然科学版), 2016, 38(5): 194-200.
- [2] 陈 睿. 制动盘结构参数对其温度场和应力场影响研究 [D]. 重庆: 西南大学, 2016.
- [3] SINCLAIR D, MANVILLE N J. Frictional Vibration [J]. Journal of Applied Mechanics, 1955, 22: 207-214.
- [4] 顾华锋, 安 阳, 黄 琦, 等. 重型汽车盘式制动器制动噪声试验及有限元分析 [J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2017, 31(4): 27-33.
- [5] SPURR R T. A Theory of Brake Squeal [J]. Proc Auto Div I Mech E, 1961, 62: 33-52.
- [6] 万茂森, 李伯全, 何 仁, 等. 轿车混合制动器结构参数设计与性能仿真 [J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2015,

29(5): 12–17.

- [7] 庞明, 张立军, 孟德建, 等. 鼓式制动器摩擦尖叫的复模态模型与影响因素研究 [J]. 振动与冲击, 2014, 33(8): 35–41.
- [8] 刘献栋, 任增杰, 王海霞, 等. 盘式制动器摩擦特性及制动尖叫测试与分析 [J]. 振动·测试与诊断, 2013, 33(5): 746–750+907–908.
- [9] 黄泽好, 刘通, 雷伟, 等. 盘式制动器噪声、振动、声振粗糙度特性的复模态评价 [J]. 兵工学报, 2016, 37(7): 1275–1281.
- [10] HUANG J, KROUSGRILL C M, BAJAJ A K. Modeling of Automotive Drum Brakes for Squeal and Parameter Sensitivity Analysis [J]. Journal of Sound & Vibration, 2006, 289(1–2): 245–263.
- [11] 高玉臣. 动毂与摩擦片的接触面积多少为好 [J]. 设备管理与维修, 2008, 38(6): 55.
- [12] 王望予. 汽车设计 [M]. 4 版. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [13] 李文彬. 制动摩擦副接触状况对制动力矩的影响 [J]. 汽车技术, 1992(11): 10–13.

## Instability Analysis and Optimization of a Drum Brake Nonlinear Model

HUANG Ze-hao<sup>1</sup>, HUANG Xu<sup>1</sup>, WAN Xin<sup>1</sup>, LEI Wei<sup>1,2</sup>

1. Vehicle Engineering Institute, Chongqing University of Technology, Chongqing 400054, China;

2. CSGC TRW Chassis Systems Co. Ltd., Chongqing 402760, China

**Abstract:** Based on the four degrees of freedom vibration model of the drum brake contact unit, its instability is found to be caused by coupling friction, and the main factors are friction coefficient, elastic modulus and contact area. A friction contact nonlinear finite element model of the brake is established, and the validity of the model is verified by an experiment. A single-factor analysis of the finite element model shows that reducing the friction coefficient or reducing the elastic modulus of the friction lining can significantly reduce the instability coefficient and, similarly, the incomplete contact of the brake can also reduce its instability coefficient. Optimization of the influencing factors with the response surface method reduces the instability coefficient by 55.6%, thus significantly improving the instability of the model.

**Key words:** instability; friction coefficient; elastic modulus; contact area; response surface method

责任编辑 汤振金

