



引用格式:许金龙,王东方.汽车盘式制动器的优化设计[J].轻工学报,2017,32(3):102 - 108.

中图分类号:U463.51⁺2 文献标识码:A

DOI:10.3969/j.issn.2096-1553.2017.3.016

文章编号:2096-1553(2017)03-0102-07

汽车盘式制动器的优化设计

The optimization design of automobile disc brake

许金龙,王东方

XU Jin-long, WANG Dong-fang

关键词:

汽车盘式制动器;有限元法;响应面法;NSGA-II算法

Key words:

automobile disc brake; finite element method; response surface method; NSGA-II algorithm

南京工业大学 机械与动力工程学院,江苏 南京 211816

School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Technology University, Nanjing 211816, China

摘要:对汽车盘式制动器进行有限元建模,得到制动器紧急制动工况和重复制动工况下的温度和应力分布.在不改变制动器整体结构的前提下,以制动盘外径、厚度和摩擦块的内径、厚度为设计变量,以制动器最高温度最低化和应力最小化为优化目标,将响应面法和NSGA-II算法相结合对盘式制动器进行优化设计.优化后的制动器最高温度降低了13%,最大应力降低了15%,对优化后的制动器进行台架试验,结果表明,试验数据与仿真值拟合状况良好,证明了该优化设计的可行性.

收稿日期:2016-07-30

基金项目:江苏省自然科学基金项目(BK20130941)

作者简介:许金龙(1989—),男,江苏省如皋市人,南京工业大学硕士研究生,主要研究方向为汽车CAE技术.

通信作者:王东方(1961—),男,江苏省南京市人,南京工业大学教授,主要研究方向为机械产品动力学仿真与现代设计方法.

Abstract: Through finite element modeling of the automobile disc brake, the temperature and stress distribution of the brake emergency braking condition and the continuous braking condition were obtained. Under the premise of not changing the whole structure of the brake, diameter and thickness of the brake disc and the inner diameter and thickness of the friction block were defined as the design variables, maximum temperature and stress were defined as optimization objectives, finite element method, response surface method and NSGA-II algorithm were used in the optimization of the brake. After optimization, the maximum temperature of the brake was reduced by 13%, the maximum stress was reduced by 15%; Bench test was made to optimized brake. Results showed the experimental value matched well with simulation value and proved the feasibility of the optimized design.

0 引言

随着我国国民经济的跨越式发展,汽车已成为货物运输、人员流动的重要工具.制动器是汽车的核心部件,其可靠性关系到人的生命和财产的安全^[1].因此,在不提高制造成本、不增加制动距离的前提下,如何设计出可靠性高的制动器,是汽车企业和科研工作者关注的热点问题.

近年来,国内外诸多学者对盘式制动器进行了深入研究. P. H. Wang^[2]对盘式制动器在重复制动工况下的温度进行了热-结构耦合仿真.孟祥宝^[3]用 CATIA 建立了盘式制动器的三维模型,并用 ANSYS 对制动过程进行了模拟仿真.李明磊^[4]用 HyperMesh 建立了盘式制动器三维模型,并用 ABAQUS 对制动器进行了刚度校核.陈亚林^[5]基于模态理论,运用 ANSYS 对盘式制动器进行了优化设计.

近似模型(代理模型)是近年来在数理统计的基础上发展起来的、能以少量样本点建立自变量与响应之间复杂函数关系的近似表达.响应面法^[6](RSM)是构建近似模型的一种重要方法,它以多项式函数拟合设计空间,具有精度高、鲁棒性强、适用范围广等优点. NSGA-II 算法是 2009 年由 K. Deb 等^[7]提出的基于 NSGA 的改进版,该算法导入了非劣排序法,降低了计算的复杂程度;利用精英算法将父代种群进行交叉变异得到子种群,扩大了样本采样

区域,保留了父代优良个体,增强了 Pareto 解的前进能力.但运用响应面法和 NSGA-II 算法联合优化盘式制动器的相关文献鲜见报道.

鉴于此,本文拟基于有限元模型和响应面法,运用 NSGA-II 算法对盘式制动器进行优化设计,并对改进后的制动器进行试验验证,以期为进一步提高盘式制动器的性能提供参考.

1 盘式制动器有限元模型的建立

1.1 模型建立与网格划分

制动器在制动过程中,摩擦产生的热量基本被制动盘和摩擦块吸收,然后散发到空气中,所以在分析时,只需考虑制动盘和摩擦块这两个关键部件.为了节约求解时间,对关键部件实体进行去除装配孔、倒角、圆角等必要的简化^[8].

现以国产某车型的制动器为初始研究对象建立有限元模型,如图 1 所示.选用 solid45 三维 16 节点的六面体耦合场分析单元,划分网格得到制动盘单元数 2130 个,摩擦块单元数 462 个,其节点数分别为 3124 个和 720 个.建模过程中需要的几何尺寸和材料参数见表 1.

1.2 边界条件的计算

由热力学第一定律可知:

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \{v\}^T \{L\} T \right) + \{L\}^T \{Q\} = P$$

因为只有一个热源,所以上式又可写成

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \{v\}^T \{L\} T \right) + \{L\}^T \{Q\} = 0 \quad (1)$$

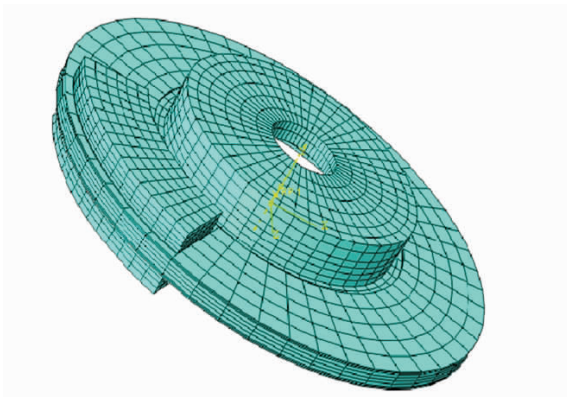


图1 制动器有限元模型

Fig.1 Finite element model of the brake

表1 制动盘和摩擦块的几何尺寸和材料参数

Table 1 Geometric dimensions and material parameters of the brake disc and friction block

参数	制动盘	摩擦块
材料	ZG ¹ Cr ₁₃	树脂复合材料
外径/mm	128	125
内径/mm	77	88
厚度/mm	12	13
包角/(°)	360	60
密度/(kg·m ⁻³)	7228	2150
比热/(J·(kg·K) ⁻¹)	419	1200
热膨胀系数	4.39 × 10 ⁻⁶	11.65 × 10 ⁻⁶
热传导系数	48.46	1.50
弹性模量/MPa	175	2.2
泊松比	0.3	0.3
摩擦因数	0.35	0.35

其中

$$L = \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{Bmatrix} \quad v = \begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{Bmatrix} \quad (2)$$

由傅里叶定律和式②可将式①推导为

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (3)$$

其中： ρ 为密度； c 为比热容； t 为时间； T 为温度； v_x, v_y, v_z 分别是沿着 x, y, z 方向的热流质

点速度； k_x, k_y, k_z 是 x, y, z 方向的热传导率。但求解式③，还必须确定下列条件。

1.2.1 制动盘最大角减速度的确定 在仿真时要确定制动时间，在汽车初始行驶速度已知的条件下，还需确定最大角减速度。

汽车的最大制动力矩为

$$M_{\mu\max} = G_c / (L_1 + \varphi h_g) \varphi r_e$$

制动盘的等效转动惯量为

$$I = \frac{G(L - L_1 - 0.45h_g)r_e^2}{2L}$$

最大角减速度为

$$\varepsilon = \frac{M_{\mu\max}}{I} \approx 23 \text{ r/s}$$

式中， G_c 为汽车质量/kg， G 为汽车自重加货物质量/kg， L 为汽车轴距/m， L_1 为汽车质心到后轴中心距/m， φ 为附着系数， h_g 为汽车质心高度/m， r_e 为车轮有效半径/m。计算所需要的整车重要参数见表2。

表2 整车重要参数

Table 2 Important parameters of vehicle

参数	G_c /kg	L /m	L_1 /m	φ	h_g /m	r_e /m
数值	1100	20.5	1.13	0.7	0.45	0.295

1.2.2 制动盘与摩擦块之间热量分配系数的确定 汽车的减速过程是摩擦生热的过程，产生的热量一部分被制动盘和摩擦块吸收，一部分被空气对流带走。热量的传递有热传导、热对流、热辐射3种方式，这里只考虑热传导和热对流，忽略热辐射的影响。

制动盘与摩擦块之间的热量分配系数

$$\eta = \frac{q_p}{q_k + q_p} = \frac{r}{r + 1}$$

可得

$$r = \frac{q_p}{q_k} = \sqrt{\frac{\lambda_p c_p \rho_p}{\lambda_k c_k \rho_k}}$$

其中， λ_p, λ_k 为制动盘和摩擦块的导热率； c_p, c_k 为制动盘和摩擦块的比热容； ρ_p, ρ_k 为制动盘和

摩擦块的材料密度. 代入数据计算得 $\eta = 0.86$, 表明制动盘吸收了绝大部分热, 所以取制动盘作为重点研究对象.

1.2.3 对流传热系数的确定 制动盘在高速旋转的过程中, 与摩擦块接触的表面在一个摩擦周期结束时与空气存在着强制对流, 其传热系数也是随角速度的变化而变化的, 即

$$h = \begin{cases} 7.666\omega^{0.55} & \omega \leq 53.5 \\ 3.585\omega^{0.8} & \omega > 53.5 \end{cases}$$

可见, 随着角速度的减小, 制动盘对流传热的作用也有一定减小. 另外, 不参与摩擦的制动盘和摩擦块的圆柱面与摩擦块的另一端面也有对流传热, 但由于温度较低, 传热量较少.

1.3 载荷和约束的施加

对照盘式制动器真实工作状况, 以制动盘圆心处为原点, 释放制动盘 X 方向的转动自由度, 约束其他 5 个自由度; 释放摩擦块 X 方向的平动自由度, 约束其他 5 个自由度. 驾驶员踩下刹车制动踏板后, 在液压油作用下制动块实现平动, 所以在制动块上施加一个 60 MPa 的平面力^[9].

由于制动盘和摩擦块的运动是一种不连续的非线性行为, 两者之间有一个垂直方向的相互作用力, 所以需给两者定义一个接触: 初始距离为 0.01 mm, 摩擦块为接触面, 制动盘为目标面, 摩擦系数取 0.35^[10].

2 仿真结果与分析

根据《制动器台架试验方法》(QC/T 564—1999), 在 ANSYS 有限元软件中分别对紧急制动和重复制动这两个工况进行仿真分析.

2.1 紧急制动工况

紧急制动工况模拟汽车在高速公路上行驶(设初始速度 100 km/h)时, 驾驶员遇到危险、以最短距离实现停车制动的情况, 经过计算该过程用时 4 s.

经仿真得到紧急制动过程中制动盘的表面

温度随时间变化的关系如图 2 所示(取制动盘表面 7 个节点的温度作为研究对象).

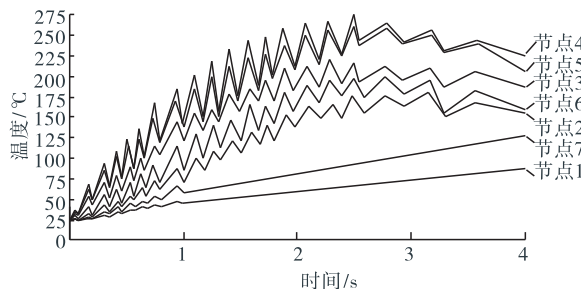


图 2 紧急制动过程中制动盘表面温度变化曲线

Fig. 2 Surface temperature change of brake disc during emergency braking process

由图 2 可以看出, 在整个制动过程中, 0 ~ 2.5 s 温度稳步上升, 这是因为摩擦产生的大量热量集中在摩擦表面并不断积累, 使得温度迅速上升; 在 2.5 s 时制动盘温度达到最高, 约为 270 °C (见图 3); 在 2.5 s 以后摩擦副温度下降, 这是因为随着制动盘角速度的降低, 摩擦生热的速度减小了, 而此时空气热对流起到主要作用, 所以温度会降低. 温度曲线呈现忽高忽低的锯齿形是因为研究的节点进入摩擦行程时升温, 退出摩擦行程时由于对流散热而降温, 出现波动.

从图 2 还可以看出, 节点 4 温度最高, 因为这是摩擦副接触的中心点, 该区域是热源产生地而且远离空气对流换热区, 热量不易散失, 温度短时间处于高温状态; 节点 6 和节点 7 温度无显著变化, 这是因为这两个节点远离热源.

与温度的分布类似, 摩擦副接触中心应力最大, 应力变化的整体趋势也是先增大后略有减小, 但最大应力到达时刻比温度稍晚, 最大应力为 128.7 MPa (见图 4). 另外, 制动块的应力场分布并不均匀, 由于机械接触的摩擦产生局部高温, 温度分布不均产生热应力, 应力场的波动会导致摩擦副外形的变化, 几何外形的变化同时也会产生应力, 影响应力场的分布, 所以这几方面相互影响、相互耦合^[11].

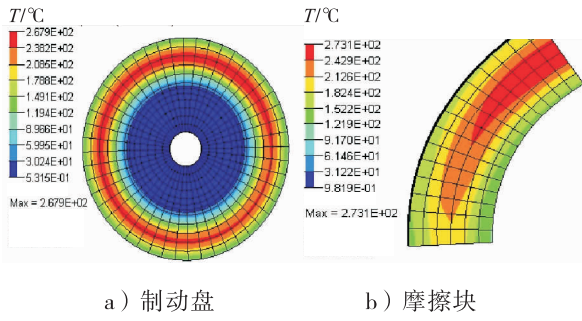


图3 紧急制动过程中的最高温度

Fig.3 Maximum temperature during emergency braking

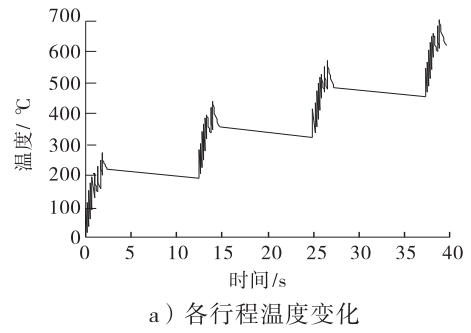


图4 紧急制动过程中的最大应力

Fig.4 Maximum stress during emergency braking

2.2 重复制动工况

重复制动工况模拟汽车在山路连续下坡的工作情况. 与紧急制动工况不同,该工况初始速度较低,但工作行程较长. 仿真得到重复制动结束时制动盘的温度和应力见图5.

由图5可以看出,该工况由4个工作行程和3个休息行程组成,每个工作行程用时2.5s,休息行程用时10s;在工作(即制动)后制动盘温度急剧上升,在休息后温度缓慢下降. 在第4个工作行程结束后,温度和应力达到峰值,分别为672.6℃和766.7MPa.

由此可见,重复制动工况与紧急制动工况相比更加恶劣. 温度672.6℃和应力766.7MPa虽然未超过标准规定的最高额定数值,但已不能满足工作安全系数为1.2的要求,因此要针对重复制动结束时的温度和压力对盘式制动器进行设计参数的优化.

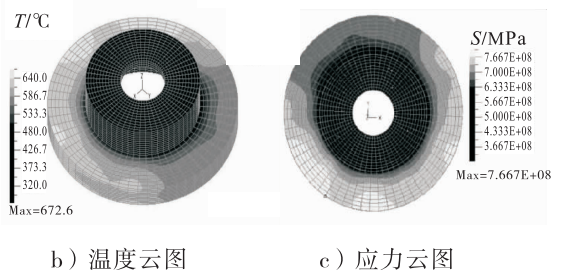


图5 重复制动结束时制动盘的温度和应力
Fig.5 The temperature and stress of the brake disc at the end of repeated braking

3 设计参数优化

3.1 优化问题的数学描述

在不改变制动器整体结构的前提下,选取工作条件较为恶劣的重复制动工况为待优化工况. 受成本控制,对制动盘和摩擦块材料不作更改,本文选取对制动器性能影响最大的4个参数作为设计变量,即摩擦块内径、摩擦块厚度、制动盘外径、制动盘厚度,分别记为 x_1, x_2, x_3, x_4 ,以温度(T)和应力(S)最小化为优化目标,同时要保证4个变量在允许范围内变动并且油缸油压不超过规定范围. 综上所述,优化问题可用数学式表述为

$$\begin{cases}
 \text{Minimize: } T = (x_1, x_2, x_3, x_4) \\
 \text{Minimize: } S = (x_1, x_2, x_3, x_4) \\
 \text{subject-to: } 0.080 \leq x_1 \leq 0.095 \\
 0.010 \leq x_2 \leq 0.015 \\
 0.125 \leq x_3 \leq 0.135 \\
 0.009 \leq x_4 \leq 0.013 \\
 P \leq [P]
 \end{cases}$$

3.2 响应面模型的建立和校核

在拟合响应面模型之前必须进行试验设计,本文采用最优拉丁超立方试验设计方法,得到 30 组试验样本数据,根据这些样本点构建二次响应面模型为

$$T = 3\ 177.9 + 16\ 374.2x_1 - 20\ 822.92x_2 - 48\ 098.18x_3 - 84\ 414.8x_4 - 62\ 955.39x_1^2 + 423\ 854x_2^2 + 179\ 761.7x_3^2 + 599\ 472x_4^2 + 19\ 498.75x_1x_2 - 54\ 994.69x_1x_3 + 132\ 285.47x_1x_4 - 83\ 013x_2x_3 - 193\ 600x_2x_4 + 449\ 362.15x_3x_4$$

$$S = 2\ 358.47 - 12\ 777.8x_1 + 26\ 962.65x_2 - 12\ 011x_3 - 146\ 880.1x_4 + 9\ 410.3x_1^2 + 10\ 9313.5x_2^2 - 5\ 816.8x_3^2 + 480\ 416.59x_4^2 - 4785x_1x_2 + 71\ 068.48x_1x_3 + 270\ 351x_1x_4 - 151\ 459.3x_2x_3 - 557\ 216.3x_2x_4 + 836\ 224.3x_3x_4$$

近似模型的精度是指真实响应值和预测值之间的误差,可用均方根误差 RMSE 来校核:

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - y'_i)^2}$$

式中, n 为样本点数, y_i 为真实值, y'_i 为预测值. 经计算,两个响应面模型的 RMSE 值分别为

0.043 和 0.127,说明模型精度满足要求.

3.3 NSGA-II 算法的优化

基于响应面近似模型,采用 NSGA-II 算法进行优化. 盘式制动器内部优化流程图如图 6 所示.

设温度权重为 6,应力权重为 4,经过 49 次迭代计算,求得重复制动工况下优化的 Pareto 解一共有 19 个,评价总数 241 次,所以一个解所需的评价次数是 12.6.

表 3 为制动器优化前后的设计参数和性能对比,从中可以看出,制动器性能有了明显改善:最高温度下降了 13%,最大应力下降了 15%,且对于最高额定数值仍能满足安全系数为 1.2 的要求,达到了优化设计的目的.

4 试验验证

为验证仿真结果的正确性,依据《制动器台架试验方法》(QC/T 564—1999)对优化后的制动器在重复制动工况下进行台架试验,其试验台为 JF122 试验台. 输入初始速度、温度、初始制动力矩、材料性能等,输出间隔 5 s 的点的温度并与仿真值对比,其结果如图 7 所示. 由图 7

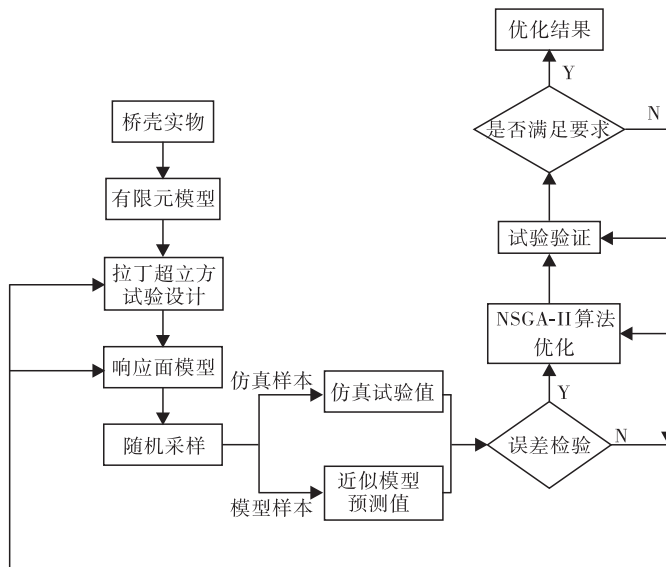


图 6 盘式制动器内部优化流程图

Fig. 6 Internal optimization flow chart of disc brake

表3 制动器优化前后对比

Table 3 Comparison before and after the optimization of brake

参数	优化前	优化后
制动盘外径/mm	128	126.22
制动盘厚度/mm	12	10.6
摩擦块内径/mm	88	86.3
摩擦块厚度/mm	13	14.4
最高温度/℃	672.6	587.0
最大应力/MPa	766.7	652.0

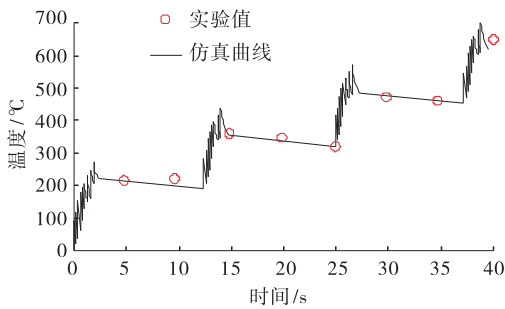


图7 仿真值和试验值对比

Fig. 7 Comparison of simulation and experimental results

可以看出,有限元仿真曲线与试验值拟合状况良好,验证了仿真的正确性.仿真曲线与试验值有微小出入,可能是因为制动盘制造工艺存在缺陷.

5 结论

本文应用有限元仿真方法对盘式制动器进行了仿真建模,分别对紧急制动工况和重复制动工况进行了有限元耦合仿真,实现对最高温度和压力的校核.然后根据设计经验在 ANSYS 中微调输入参数,得到多组样本数据;接着对这些样本数据运用响应面法构建盘式制动器的近似模型,在此基础上用 NSGA-II 算法进行了优化设计.优化后的制动器最高温度降低了 13%,最大应力降低了 15%,制动器工作性能指标明显好转,提高了使用寿命.

在有限元的基础上用近似模型进行优化设

计比直接用有限元方法优化,所用时间大大缩短,从而可以提高研发效率.响应面法和 NSGA-II 算法联合优化的方法经试验验证了其合理性,该方法为工程设计人员提供了新思路.

参考文献:

[1] 陈家瑞. 汽车构造[M]. 北京:人民交通出版社,2009.

[2] WANG P H. Thermal-mechanical coupled simulation of a solid brake disc in repeated braking cycles[J]. Engineering Tribology, 2015 (30): 71.

[3] 孟祥宝. 基于 AYSYS 的制动器摩擦生热分析[D]. 吉林:延边大学,2014:1-5.

[4] 李明磊. 基于 CAE 的汽车盘式制动器结构设计研究[D]. 长沙:湖南大学,2014:5-8.

[5] 陈亚林. 基于 HYPERMESH 和 ANSYS 的盘式制动器的结构分析与优化[J]. 制造业自动化,2014(5):35.

[6] 邢艺文. 汽车扭杆弹簧的有限元分析与优化设计[J]. 郑州轻工业学院学报(自然科学版),2015,30(5/6):76.

[7] DED K, MONTGMEY D C, ADERSON C M. Response surface methodology-process and product optimization using NSGA-II[M]. New York: Wiley Publishers,2009.

[8] 华林. 汽车压盘式制动器瞬时温度场研究[J]. 润滑与密封,2007(5):8.

[9] 张朝晖. ANSYS12.0 热分析工程应用[M]. 北京:中国铁道出版社,2010.

[10] 邓小凡. ANSYS10.0 有限元分析自学手册[M]. 北京:人民邮电出版社,2007.

[11] HUANG J C, KROUSGRILL C M, BAJAJ A K. Modeling of automotive drum brakes for squeal and parameter sensitivity analysis[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, (289):245.