

文章编号:1671-8879(2006)03-0087-04

# 鼓式制动器瞬态温度场数值模拟计算

郭应时<sup>1</sup>, 付 锐<sup>1</sup>, 杨鹏飞<sup>2</sup>, 袁 伟<sup>1</sup>

(1. 长安大学 汽车学院, 陕西 西安 710064; 2. 广东省公安厅, 广东 广州 510101)

**摘 要:**依据传热学理论和鼓式制动器的结构特点,分析了鼓式制动器的生热和散热过程,并用有限元法建立了制动鼓瞬态温度场数值模拟计算模型。以 EQ1092 货车后轮鼓式制动器为研究对象,运用 ANSYS 软件对其制动鼓在持续制动工况下的温升过程进行了数值模拟计算,得出了制动鼓的温度场的三维分布状况,分析了瞬态温度场的变化情况。经过试验验证,计算结果与实测值误差在 20% 以内。

**关键词:**汽车工程; 鼓式制动器; 瞬态温度场; 有限元; 数值模拟; ANSYS 软件

**中图分类号:**U463.511 **文献标识码:**A

## Numerical Simulation and Calculation for Transient Thermal Field of Drum Brake

GUO Ying-shi<sup>1</sup>, FU Rui<sup>1</sup>, YANG Peng-fei<sup>2</sup>, YUAN Wei<sup>1</sup>

(1. School of Automobile, Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China;

2. Department of Communications, Guangdong Province Government, Guangzhou 510101, Guangdong, China)

**Abstract:** Based on the theory of heat transfer and the constitution of drum brake, this paper analyzes the process of heat's creating and dissipating of drum brake, and builds the finite-element numerical simulation model of temperature. Taking the rear drum brake of EQ1092 as the object, software ANSYS is used to simulate the temperature rising process of braking drum in the continuous braking conditions. The three-dimension temperature distribution of braking drum is obtained, and the characteristics of transient thermal field is analyzed. It is proved that the result of the calculation has an error of 20% compared with the test value. 7 figs, 7 refs.

**Key words:** automotive engineering; drum brake; transient thermal field; finite-element; numerical simulation; ANSYS

## 0 引 言

装配鼓式制动器的车辆在长下坡路段时频繁制动或高速行驶紧急制动,容易导致制动器温度急剧升高,出现制动效能热衰退现象。这种现象在山区道路以及车辆超载时表现尤为明显。对鼓式制动器

的温度场进行计算分析,能为制动器和车辆设计提供依据,减少或避免制动热衰退现象的发生,降低道路交通事故率。

鼓式制动器温升模拟计算研究,传统的方法主要是实验法和解析法<sup>[1-3]</sup>。随着有限元技术的日益成熟和大型商用有限元分析软件的广泛应用,一些

收稿日期:2005-06-07

基金项目:国家自然科学基金项目(59924033);国家西部交通建设科技项目(200431822333-03)

作者简介:郭应时(1964-),男,辽宁凌海人,副教授,博士研究生。

研究者开始运用数值仿真分析方法来原因解决鼓式制动器的应力计算问题<sup>[4]</sup>。本文在传热学理论以及实验法和解析法相关研究结论的基础上,运用有限元数值仿真技术,求解汽车制动器瞬态温度场变化情况。

## 1 建立数学模型

### 1.1 定解方程

依据传热学原理,制动鼓热物理模型属于具有一定初始条件和一定边界条件的非稳态热传导,其定解方程为

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = K \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (1)$$

初始条件:  $t=0, T=T_0, T_0$  为初始环境温度。

边界条件: 制动鼓的内表面接受随时间变化的热流密度, 即

$$-K \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = q \quad (2)$$

制动鼓的外表面存在对流换热, 即

$$-K \frac{\partial T}{\partial n} = h(T_w - T_f) \quad (3)$$

式中:  $x, y, z$  为以制动鼓的中心为原点的三维坐标;  $t$  为时间;  $K$  为导热系数;  $\rho$  为制动鼓材料密度;  $c$  为制动鼓材料比热容;  $h$  为制动鼓外表面的对流换热系数;  $q$  为热流密度;  $T_w$  为制动鼓外表面温度;  $T_f$  为制动鼓掠流温度;  $n$  为制动鼓外表面法线方向。

### 1.2 瞬态热传导有限元的一般格式

瞬态温度场不仅是空间域的函数, 而且是时间域的函数。在空间域采用  $C_0$  型插值函数对有限单元进行离散, 利用迦辽金加权余量法, 进行分步积分可得到瞬态热传导有限元的一般格式

$$[C] \left\{ \frac{\partial T}{\partial t} \right\} + [K][T] = [P] \quad (4)$$

式中:  $[K]$  为热传导矩阵;  $[T] = [T_1, T_2, \dots, T_n]^T$  为节点温度矩阵;  $[P]$  为温度载荷矩阵;  $[C]$  热容矩阵。

### 1.3 有限单元划分

以 EQ1092 后轮鼓式制动器为研究对象, 简化后制动鼓的模型主干部分是由直角梯形绕轴旋转所得, 附属部分包括上端面和凸台, 如图 1、图 2 所示。本文选用 ANSYS 软件 plane55 单元建立制动鼓截面的梯形, 对其先进行网格划分, 然后利用 ANSYS 软件的 sweep 功能建立制动鼓的三有限元热分析模型。采用 8 节点 6 面体的 solid70 单元, 共有 15 920 个节点, 12 960 个单元。

### 1.4 热流密度

当车轮接近抱死的状态时, 会有一定的滑移率,

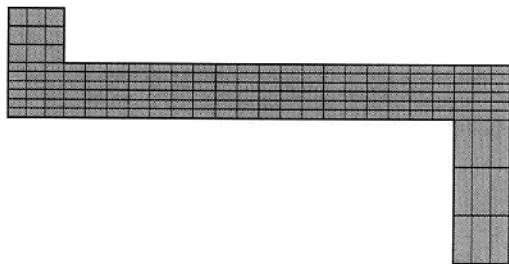


图 1 制动鼓截面网格划分

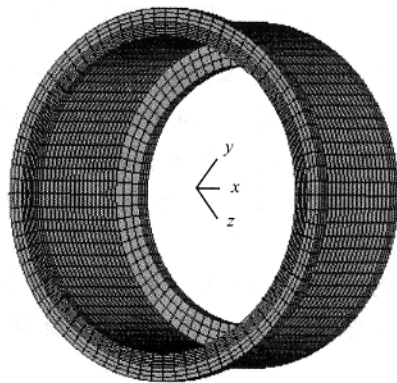


图 2 制动鼓网格划分

根据能量守恒定律, 此时摩擦热将有一部分能量转化为轮胎和地面之间的摩擦热。同时考虑车辆的制动力分配系数, 可以分别计算出车辆单个前、后轮制动器(两轴汽车)的摩擦生热量以及单位时间的摩擦生热热流密度为

$$Q_{1F} = \frac{\beta}{2}(1-s)Q_1 \quad (5)$$

$$Q_{1R} = \frac{1-\beta}{2}(1-s)Q_1 \quad (6)$$

$$q_{1F} = \frac{\beta}{2}(1-s)q_1 \quad (7)$$

$$q_{1R} = \frac{1-\beta}{2}(1-s)q_1 \quad (8)$$

式中:  $Q_{1F}, Q_{1R}$  分别为单个前、后制动器的摩擦生热量;  $q_{1F}, q_{1R}$  分别为单个前、后制动器的摩擦生热热流密度;  $\beta$  为制动力分配系数;  $s$  为制动时车轮的滑移率。

## 2 计算与分析

运用 ANSYS 软件进行计算, 能够求出全部空间离散点上的温度值。假设车辆在满载条件下, 以 80 km/h 的初速度行驶在坡度 5% 的下坡路段, 进行持续制动, 制动强度为保持车辆 80 km/h 匀速行驶, 制动时间 1 000 s。对该制动过程进行热计算, 并对制动鼓的温度场进行分析, 可得到温度特征如图 3、图 4 所示。可以看出, 持续制动 1 000 s 后制动



图 3 持续制动 1 000 s 时制动鼓温度场等值线图

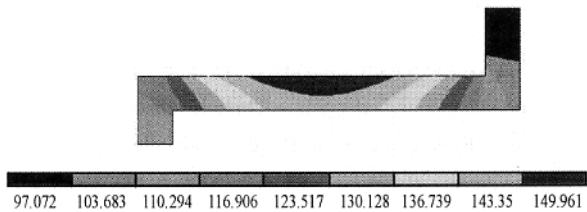


图 4 持续制动 1 000 s 时制动鼓截面温度场等值线图

鼓的高温部分主要集中在制动鼓内表面的中间部分,且沿左右两个方向温度逐渐降低,两侧呈对称分布。制动鼓内表面温度最高达到 156.572℃,此时热量充分扩散到制动鼓的内外凸台上;最低温度亦达到 97.072℃。

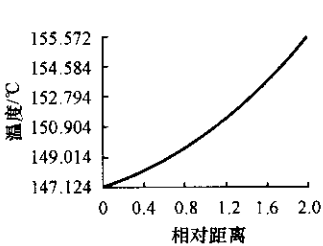


图 5 制动鼓同一径向从外到内温度变化

在此持续制动工况下,沿制动鼓同一径向从外到内不同厚度上的温度值见图 5。从制动鼓外表面到内表面的温度是逐渐升高的。其原因主要是在持续制动时,车速不变,摩擦热流

不变,内表面吸收的摩擦热量大于其散失的热量,所以温度一直在升高。而远离接触面的节点吸收的热量是从接触面的节点经过热传导传递过来的,需要一定的时间,所以其温度总是低于接触面上的节点,距离内表面越远,温度越低<sup>[5-7]</sup>。

在 ANSYS 时间历程后处理器中,可以得出制动鼓内任一节点的温度随时间的变化情况。选取沿制动鼓同一径向从内到外的几个节点进行分析,这几个节点分别是同一径向上  $r=225\text{ mm}$ (制动鼓内表面接触处), $r=235\text{ mm}$ (制动鼓中间厚度处), $r=245\text{ mm}$ (制动鼓外表面),在该制动工况下其温度随时间的变化情况(图 6)。从图 6 中可看出,制动鼓内表面、中间厚度处和外表面的温度变化趋势是相同的,都是随着制动时间的延长而不断升高,且从内

表面到外表面,温度不断降低。这是因为在持续制动过程中产生的摩擦热量是常量,每个节点吸收的热量总是大于其散失的热量,故温度不断升高。

3 试验验证

试验近似认为制动鼓内表面的温度与摩擦片的温度是相等的,使用 K 分度热电偶作为温度测量传感器,安装在摩擦片接近制动鼓内表面部位,可以得到制动过程中制动鼓内表面的温度随时间的变化情况。数值模拟计算值与试验实测值比较见图 7。计算值与实测值趋势基本是吻合的,最大误差约为 20%。

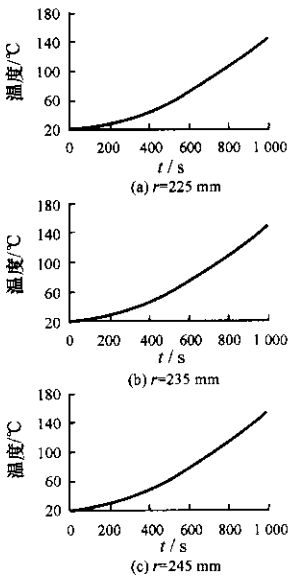


图 6 持续制动同一径向上不同厚度的节点温度-时间变化

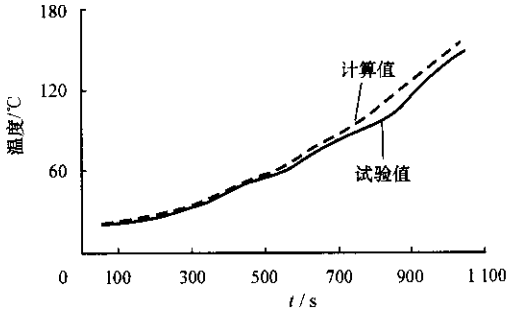


图 7 制动鼓内表面温度的计算值与试验值比较

4 结 语

本文建立的鼓式制动器瞬态温度场计算模型适用于各种车辆和工程机械的鼓式制动器的持续制动工况。经试验验证,运用 ANSYS 软件,从实体造型、有限元网格划分到有限元分析,对鼓式制动器瞬态温度场进行计算,计算结果与实测值基本吻合。

参考文献:

References:

[1] 刘牧众. 汽车制动鼓内表面温升计算[J]. 上海工程技术大学学报, 1999, 13(1): 41-45.  
LIU Mu-zhong. Calculating the Temperature Rise of Automobile Brakes[J]. Journal of Shanghai University of Engineering Science, 1999, 13(1): 41-45.  
[2] 赵幼平, 许可芳. 鼓式制动器制动力矩的计算研究[J]. 汽车工程, 1996, 18(6): 360-364.

ZHAO You-ping, XU Ke-fang. A Study on the Calculation of the Friction Torque in a Drum Brake[J]. Automotive Engineering, 1996, 18(6): 360 - 364.

[3] 蒋京, 夏群生, 余志生. 盘式制动器重复制动温度计算[J]. 汽车工程, 1996, 18(3): 168 - 174.

JIANG Jing, XIA Qun-sheng, YU Zhi-sheng. Calculation of Disc Brake Temperature in Repeated Braking[J]. Automotive Engineering, 1996, 18(3): 168 - 174.

[4] 方明霞, 冯奇, 宋建培, 等. 制动鼓的有限元分析[J]. 上海汽车, 1999, 15(4): 4 - 8.

FANG Ming-xia, FENG Qi, SONG Jian-pei, et al. Finite Element Analysis of Brake[J]. Shanghai Automobile, 1999, 15(4): 4 - 8.

[5] 杨少伟, 石飞荣, 慕慧, 等. 运行车速预测中的汽车换挡[J]. 长安大学学报: 自然科学版, 2004, 24(2): 34 - 36.

YANG Shao-wei, SHI Fei-rong, MU Hui, et al. Shifting Regulation of Predicting Vehicle Speed[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2004, 24(2): 34 - 36.

[6] 石飞荣, 杨少伟, 赵永平, 等. 山区高速公路车辆上坡最大纵坡及坡长限制[J]. 长安大学学报: 自然科学版, 2004, 24(5): 27 - 30.

SHI Fei-rong, YANG Shao-wei, ZHAO Yong-ping, et al. Maximum Longitudinal Slope and Its Length of Mountain-Expressway Vehicle's Driving up[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2004, 24(2): 27 - 30.

[7] 张永林, 钟毅芳. 载重车道路多点随机激励输入的时空相关性建模研究[J]. 中国公路学报, 2004, 17(4): 105 - 108.

ZHANG Yong-lin, ZHONG Yi-fang. Frequency Domain Model and the Time Domain Model of Bilateral Track Excitation from Road Unevenness[J]. China Journal of Highway and Transport, 2004, 17(4): 105 - 108.

=====

(上接 86 页)

4 结 语

(1)公路建设项目对地表水环境产生危害的最大可信事故,是公路运营期间危险品运输在跨越地表河流等水体路段可能发生的重大交通事故引起的危险品泄漏,目前采用的风险概率计算模型中应增加交通事故中的泄漏概率项。

(2)在危险品的泄漏过程计算中,采用类比确定泄漏量、由非稳态孔口出流计算泄漏时间、再确定泄漏速度的方法,比稳态孔口出流计算方法更符合客观实际。

(3)式(7)所示卷积分模型,可成功用于预测计算危险品泄漏后河流中污染物浓度的分布。

参考文献:

References:

[1] 陆雍森. 环境评价[M]. 第 2 版. 上海: 同济大学出版社, 1999.

LU Yong-sen. Environmental Assessment[M]. 2nd Edition. Shanghai: Tongji University Press, 1999.

[2] HJ/T169-2004. 建设项目环境风险评价技术导则[S].

HJ/T169-2004. Technical Guidelines for Environmental Risk Assessment on Projects[S].

[3] Lacey R F, Cole J A. Estimating Water Pollution Risks Arising from Road and Railway Accidents[J]. Quarterly Journal of Engineering Geology and Hydrogeology, 2003, 36(2): 367 - 368.

[4] 赵剑强. 公路交通与环境保护[M]. 北京: 人民交通出版社, 2002.

ZHAO Jian-qiang. Highway Traffic and Environmental Protection[M]. Beijing: People's Communications Press, 2002.

[5] 戈鼎哲. 环境影响评价指南: 上册[M]. 陕西杨陵: 天则出版社, 1990.

GE Ding-zhe. Guide for Environmental Assessment Impact: Part One[M]. Yangling Shaanxi: Tianze Press, 1990.

[6] 陈红, 梁立杰, 杨彩霞. 可持续发展的公路建设生态观[J]. 长安大学学报: 自然科学版, 2004, 24(1): 69 - 71.

CHEN Hong, LIANG Li-jie, YANG Cai-xia. Ecological View of Sustainable Development Highway Construction[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2004, 24(1): 69 - 71.