

文章编号:1671-6833(2009)03-0075-04

## 高速动车组制动盘瞬态温度场及热应力场分析

夏毅敏<sup>1</sup>, 暨智勇<sup>1</sup>, 姚萍屏<sup>2</sup>

(1. 中南大学 现代复杂装备设计与极端制造重点实验室, 湖南 长沙 410083; 2. 中南大学 粉末冶金国家重点实验室, 湖南 长沙 410083)

**摘要:**应用三维设计软件 pro/e 建立了符合 300 km/h 高速动车组实际尺寸的制动盘模型, 通过 pro/e 与 ANSYS 之间的接口将模型导入 ANSYS 软件平台, 建立了紧急制动工况下高速动车组制动盘的热-结构耦合计算模型. 并充分考虑了制动盘材料参数随温度变化的影响以及制动盘与闸片之间的热流耦合的影响, 应用 ANSYS 软件强大的非线性多物理场处理功能, 得出了制动盘温度场和应力场的分布规律. 制动盘在  $t=66$  s 时达到最高温度 815 °C,  $t=90$  s 时达到最大应力 760 MPa.

**关键词:** 制动盘; 温度场; 热应力场; 动车组; 热-结构耦合

**中图分类号:** U 260.351 **文献标识码:** A

### 0 引言

高速列车盘式制动器制动过程中, 制动盘与闸片之间由于摩擦产生的高温导致了极高的热应力<sup>[1]</sup>, 瞬态变化的温度场和应力场的相互耦合引起的热弹性不稳定现象, 最终导致制动盘产生裂纹, 使制动盘失效<sup>[2]</sup>. Barber 解释了热弹性不稳定现象; KENNEDY 等最早运用数值法研究盘式制动器的热弹性不稳定现象; JI-HOON CHOI 等<sup>[3]</sup>分析了制动盘热弹性不稳定性及材料特性对制动盘的影响; C. H. GAO 等<sup>[4]</sup>建立了制动盘-闸片耦合三维非轴对称模型, 得出了温度场分布规律. 笔者建立了符合实际尺寸的制动盘热-结构耦合有限元模型, 分析了制动盘材料参数随温度变化的规律, 得出了弹性模量、泊松比、比热、导热系数和线胀系数随温度变化的曲线图, 将材料参数的变化规律应用于制动盘的热-结构耦合分析过程中, 最终得出了制动盘在紧急制动工况下的温度场、应力场分布规律.

### 1 制动盘有限元模型

取制动盘 30° 模型进行分析有利于节约计算时间和资源, 划分网格后的有限元模型共有

98 781 个单元, 节点 146 834 个. 制动盘整体模型及 30° 模型如图 1 和图 2 所示.

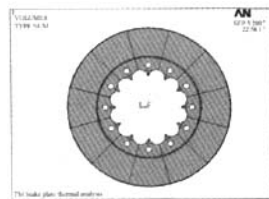


图 1 制动盘有限元模型

Fig. 1 Finite element model of brake disc

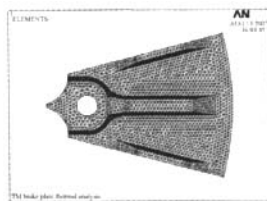


图 2 制动盘 30° 有限元模型

Fig. 2 Finite element model of 30° brake disc

### 2 温度场数学模型

#### 2.1 热传导微分方程

根据傅立叶-吉尔希浩夫方程, 控制微分方

收稿日期: 2009-01-10; 修订日期: 2009-05-06

基金项目: 国家高技术研究发展计划(863 计划, 2006AA03Z508)资助项目; 中南大学研究生教育创新工程 2007 年学位论文创新选题项目(1343-77302)

作者简介: 夏毅敏(1967-)男, 江西永新人, 中南大学教授, 博士, 从事机械电子工程方面教学和研究工作. E-mail: xiaymj@mail.csu.edu.cn

程为:

$$\rho c \left( \frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (1)$$

式中:  $\rho$  为密度;  $c$  为比热;  $k_i$  ( $i = x, y, z$ ) 为热传导系数;  $v_i$  ( $i = x, y, z$ ) 为热传导速度;  $T$  为温度;  $t$  为时间。

写成矩阵形式为:

$$\rho c \left( \frac{\partial T}{\partial t} + \{v\}^T \{L\} T \right) = \{L\}^T [D] \{L\} T \quad (2)$$

$$\text{式中: } \{L\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{Bmatrix} \text{ 是微分算子; } \{v\} = \begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{Bmatrix} \text{ 是移动}$$

$$\text{热流边界的速度矢量; } [D] = \begin{bmatrix} k_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & k_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & k_{zz} \end{bmatrix} \text{ 为热}$$

传导系数矩阵。

## 2.2 3 种边界条件

(1) 初始时刻  $t = 0$  时:

$$T(x, y, z) = T_0 \quad (3)$$

式中:  $T_0$  为环境温度。

(2) 制动盘摩擦界面:

$$\{q\}^T \{\eta\} = -q^* + \alpha_i (T - T_0) + \varepsilon_i \sigma (T^4 - T_0^4) \quad (4)$$

式中:  $\{\eta\}$  为边界面上外法线方向的单位矢量;  $q^*$  为已知热流密度函数;  $\{q\}$  为热流密度向量;  $\alpha_i$  为摩擦界面的对流换热系数;  $\varepsilon_i$  为摩擦界面的辐射换热系数。

(3) 制动盘换热界面:

$$\{q\}^T \{\eta\} = -\alpha_i (T - T_0) + \varepsilon_i \sigma (T^4 - T_0^4) \quad (5)$$

式中:  $\alpha_i$  为摩擦界面的对流换热系数,  $\varepsilon_i$  为摩擦界面的辐射换热系数。

## 3 热应力场数学模型

### 3.1 制动盘热—结构耦合关系

高速动车组制动盘在制动过程中, 制动盘摩擦面与闸片之间为间歇性摩擦接触, 制动盘的径向与轴向都存在很大的温度梯度, 因此存在着很大的温度应力。同时因为摩擦热引起的热弹性变形导致接触界面的压力变化是随时间变化的函数。压力的变化又引起了摩擦热流的变化。其关系

如图 3 所示。温度场与压力场的关系式为:

$$q(x, y, t) = uVP(x, y, t) \quad (6)$$

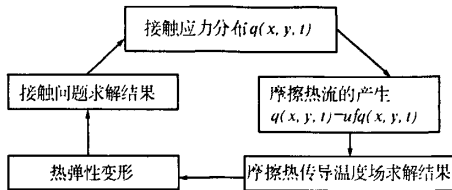


图 3 温度场与应力场的耦合

Fig. 3 Coupling between friction temperature field and stress field

### 3.2 热应力数学模型

制动盘由于热膨胀引起了热应力问题, 其本构方程可表示为以下形式:

$$\sigma = D(\varepsilon - \varepsilon_0) \quad (7)$$

式中:  $\sigma$  为应力; 初始应变  $\varepsilon_0 = \alpha \Delta T$ ;  $D$  为弹性矩阵;  $\alpha$  为线胀系数。

由变分原理可得出制动盘热弹性平衡的矩阵方程为:

$$KU = P_f + P_r + P_{\Delta T} \quad (8)$$

式中:  $K$  为刚度矩阵;  $U$  为节点位移向量;  $P_f$  为惯性力;  $P_r$  为表面引力;  $P_{\Delta T}$  为热载荷向量。

## 4 材料参数的确定

初速度为 300 km/h、轴重为 16 t 的高速列车在紧急制动时, 制动加速度为  $-0.99 \text{ m/s}^2$ , 制动时间为 85.18 s。制动盘材料密度为  $7850 \text{ kg/m}^3$ , 黑度取 0.21, 而制动盘材料参数中的比热、泊松比、弹性模量、导热系数和线胀系数的值都随温度变化而变化, 在高温时变化更为显著, 根据在热模拟实验机上进行的动态模拟实验得出的材料参数随温度变化的曲线如图 4 所示。

## 5 计算结果及分析

### 5.1 采样点位置

制动盘上各采样点在有限元模型上的具体位置如图 5 所示。

### 5.2 温度场结果及分析

通过 ANSYS 求解得出了制动盘模型上各点在任意时刻的温度值。制动后第 10 s、第 20 s、第 66 s (最高温度时刻) 以及第 100 s 的温度场分布云图如图 6 所示。

制动盘有限元计算模型上各采样点的温度—时间曲线如图 7 所示。

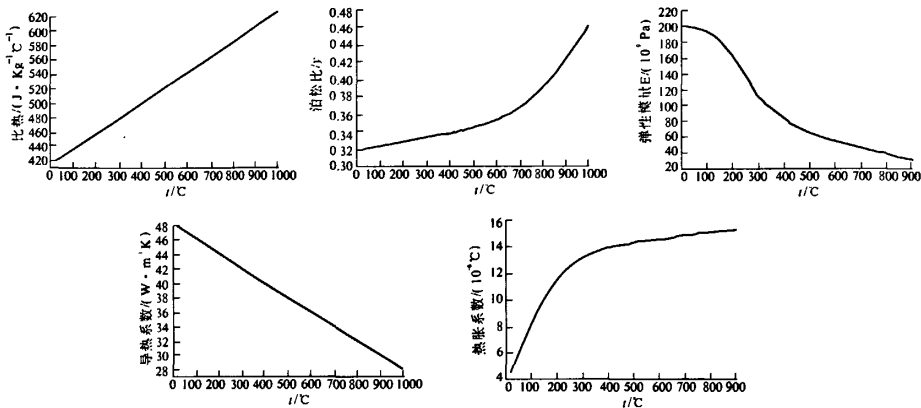


图 4 制动盘材料参数随温度变化曲线图

Fig. 4 Graph of brake disk material parameters changing along with temperature

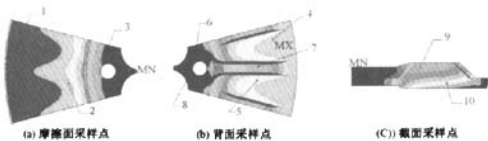


图 5 采样点位置

Fig. 5 Sampling points

度为 395 ℃; 当  $t = 20$  s 时, 盘面最高温度为 544 ℃; 当  $t = 66$  s 时, 最高温度为 815 ℃, 达到整个制动过程中温度的最高值; 当  $t = 100$  s 时, 最高温度为 765 ℃. 从温度曲线可知, 在制动初期制动盘的温度急剧升高, 之后温度缓慢升高, 最后是缓慢下降至常温. 从每个时刻温度云图可知, 温度最高的区域为制动盘与闸片接触的摩擦面.

5.3 应力场结果及分析

运用 ANSYS 间接耦合方法, 将温度分析得到的节点温度以载荷形式施加到制动盘上, 求解得出了制动盘模型上各点在任意时刻的应力值. 制动盘有限元计算模型最高应力云图如图 8 所示.

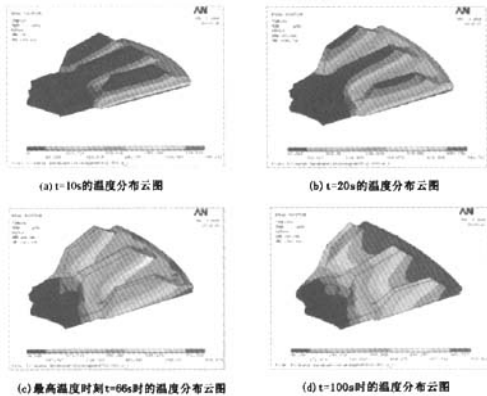


图 6 有限元模型不同时刻温度云图

Fig. 6 Temperature nephogram at different time of finite element model

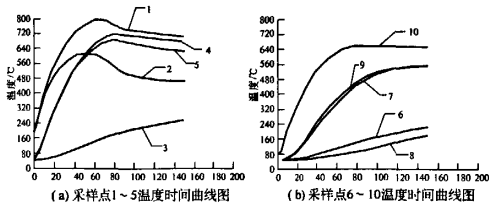


图 7 采样点的温度-时间曲线图

Fig. 7 Temperature-time graph of sampling points

温度场仿真结果表明在初速度为 300 km/h 工况下实施紧急制动, 当  $t = 10$  s 时, 盘面最高温

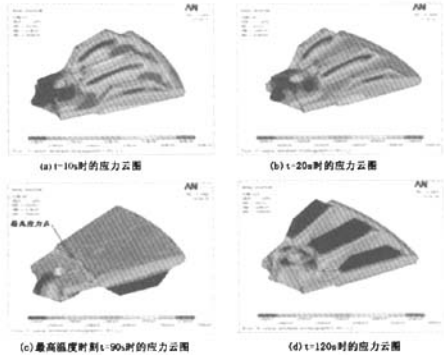


图 8 有限元模型不同时刻应力云图

Fig. 8 Stress nephogram at different time of finite element model

由图 8 可知,  $t = 10$  s 时, 制动盘的最高应力约为 500 MPa; 当  $t = 20$  s 时, 制动盘的最高应力约为 602 MPa; 当  $t = 90$  s 时, 制动盘最高应力约为 760 MPa, 应力达到整个制动过程中的最大值, 应力最大值出现在图 8 的节点 389 处; 当  $t = 12$  s 时, 最高应力约为 747 MPa. 应力场的仿真结果表

明制动盘的应力场与温度场是相互耦合的,也经历了初期的急剧增大然后缓慢增大最后再缓慢减小的过程,但最高应力时刻比最高温度时刻滞后约 24 s.

## 6 实验验证

在 1:1 的试验台上对笔者所研究的制动盘进行试验.对初速度为 300 km/h 的制动盘实施紧急制动,试验结果制动盘的最高温度为 796 °C,与仿真结果比较接近,实验验证了仿真过程的正确性和有效性.

## 7 结论

(1)对初速度为 300 km/h 的机车制动盘制动过程进行了仿真分析,得出制动盘在制动后 66 s 达到最高温度为 815 °C;在制动后 90 s 达到应力最大值为 760 MPa.

(2)应力最高值与温度最高值不是出现在同一时刻,这是因为热应力的大小受温度梯度和温度值两个因素的综合影响.

(3)制动盘的材料参数随温度变化直接影响制动盘的温度场和应力场的分布规律.

(4)实验结果与仿真结果变化规律一致,验证了仿真过程的正确性.

## 参考文献:

[1] JI-HOON C, LEE I. Finite element analysis of transi-

ent thermoelastic behaviors in disk brakes [J]. Wear. 2004, (257): 47 - 58.

[2] KWANGJIN LEE, BARBER J R. Frictionally excited thermo-elastic instability in automotive disk brakes [J]. ASME Journal of Tribology, 1993, (115): 607 - 614.

[3] CHOI J H, LEE I. Finite Element Analysis of Transient Thermoelastic Behaviors in Disk Brakes [J]. WEAR. 2004, (257): 47 - 58.

[4] GAO C H, LIN X Z. Transient Temperature Field Analysis of a Brake in a Non-axisymmetric Three-dimensional Model [J]. Journal of Materials Processing Technology. 2002, (129): 513 - 51.

[5] 黄健萌,高诚辉,唐旭晨,等.盘式制动器热-结构耦合的数值建模与分析[J].机械工程学报. 2008, 44(2): 145 - 151.

[6] 李继山,林祐亭,李和平.高速列车合金锻钢制动盘温度场仿真分析[J].铁道学报. 2006, 28(4): 45 - 48.

[7] 庄光山,王成国,王海庆,等.盘形制动摩擦表面温升研究[J].机械工程学报. 2003, 39(02): 150 - 154.

[8] 刘军,赵东辉,张慧,等.基于虚拟制造技术的增压机模型分析及仿真[J].郑州大学学报:工学版. 2006, 27(2): 120 - 123.

[9] 王文静,谢基龙,刘志明,等.基于循环对称结构制动盘的三维瞬态温度场仿真[J].机械工程学报. 2002, 38(12): 131 - 134.

## Analysis and Research of Three Dimensional Temperature Field and Thermal Stress Field of High-speed Electric Multiple Units Brake Disc

XIA Yi - min<sup>1</sup>, JI Zhi - yong<sup>1</sup>, YAO Ping - ping<sup>2</sup>

(1. Key Laboratory of Modern Complex Equipment Design and Extreme Manufacturing, Central South University, Changsha 410083, China; 2. State Key Laboratory for Powder Metallurgy, Central South University, Changsha 410083, China)

**Abstract:** This article used 3-D design software to establish a brake disk model that conforms to the actual size of the 300 km/h high speed electric multiple units, then used the interface between pro/e and ANSYS to import it into the ANSYS software platform, to set up a high-speed electric multiple units thermal - structure coupling calculation model under emergent working conditions. Fully taking the fact that the brake disc material parameters chang with temperature as well as the heat-fluid coupling between brake and brake disc into account, we utilize the ANSYS software's powerful processing function of nonlinear multi-physics field, and get the distribution characteristics of brake disc temperature field and stress field. That is: when brake disc at t = 66 s, it gets the highest temperature of 815 °C, when t = 90 s, it gets the maximum stress of 760 MPa.

**Key words:** brake disc; temperature field; thermal stress field; electric multiple units; thermal-structure coupling