

研  
究  
开  
发

# 高速机车轴盘制动装置温度场分析

姚 远<sup>1</sup>, 张红军<sup>1</sup>, 刘进华<sup>2</sup>

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031;

2. 株洲九方制动设备有限公司, 湖南 株洲 412007)



作者简介: 姚 远(1983-), 男, 博士研究生, 主要从事机车车辆设计及理论研究  
工作。

**摘 要:** 通过计算接触面热阻、间隙导热系数和表面换热系数, 在ANSYS 里建立三维模型, 比较真实地模拟了机车轴盘制动装置制动过程的热量传递。分析了其温度场和热应力分布, 并讨论了相关参数对盘毂与外空心轴过盈面温度和温度梯度的影响, 结果表明: 紧急制动时, 制动盘最高温度在制动 53 s 时刻, 而最大热应力出现在 17 s 时刻, 最大热应力值为 432 MPa, 小于制动盘许用应力; 可以采取增大制动盘和盘毂间隙来增大热阻, 减小温度梯度对过盈配合的影响。

**关键词:** 高速机车; 轴盘制动; 温度场; 热应力; 接触热阻

中图分类号: U260.35

文献标识码: A

文章编号: 1000-128X(2008)01-0024-04

## Analysis of Temperature Field of Axle Disc Brake Equipment for High-speed Locomotive

YAO Yuan<sup>1</sup>, ZHANG Hong-jun<sup>1</sup>, LIU Jin-hua<sup>2</sup>

(1. Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;

2. Zhuzhou Gofront Braking Equipment Co., Ltd, Zhuzhou, Hunan 412007, China)

**Abstract:** Through the calculation of the contact thermal resistance, coefficient of heat conductivity in gap and surface heat exchange, the braking process and heat transmission are simulated for the locomotive axle disc brake equipment, with a 3D model built in ANSYS. The temperature field and heat stress distribution is analyzed and then elaborated is the influence of relative parameters on the interference surface temperature of the hub and external guill and on the temperature gradient. The results show that during the emergency braking, the highest temperature of the braking disc is reached at 53s after braking, while the highest heat stress, 432MPa, is reached at 17s, which is smaller than the allowable stress. The gap between the braking disc and hub could be increased to raise the heat resistance, so as to reduce the influence of temperature gradient on the interference fit.

**Key words:** high-speed locomotive; disc brake; temperature field; heat stress; contact thermal resistance

## 0 引言

现代高速机车为了适应高速运行的需要, 均采用盘形制动作为基础制动方式。盘形制动具有制动功率高、热容量大、散热快和避免闸瓦直接与车轮踏面接触, 减小车轮踏面磨损的优点。盘形制动可分为轮盘制动和轴盘制动 2 种方式。机车制动时, 其动能通过制动盘与闸片这对摩擦副转化为热能。制动时的热量主要是由制动盘吸收消散, 瞬间并不能将热量全部散出, 制动装置会有部分热量积集并使温度升高。其热量传递

到制动装置与空心轴过盈配合面上, 会影响配合性能。另外, 热应力的变化会引起制动盘的热疲劳破坏<sup>[1]</sup>。精确模拟制动装置的温度场变化对合理设计高速机车轴盘制动装置具有重要意义。本文针对某厂的轴盘制动装置, 分析高速机车制动时制动装置的温度场和制动盘热应力, 讨论某些参数对温度场的影响。

## 1 轴盘制动装置简述

图 1 为轴盘制动装置的结构剖面图。制动盘装置由制动盘、联结环、定心环、盘毂和联结螺栓组成。制动盘由螺栓通过联结环固定在盘毂上, 盘毂与驱动系统的外空心轴过盈联结。制动力矩由制动盘传递到盘毂, 再由盘毂经过盈联结传递到外空心轴, 从而实现制动。

收稿日期: 2007-05-11; 收修改稿日期: 2007-09-21

基金项目: 长江学者和创新团队发展计划资助 (IRT0452)

在制动过程中, 机车动能转化为摩擦热能。由于在较短的时间内, 热量无法从空气中消散, 会使制动盘面温度快速升高到500℃以上。其部分热量将通过盘毂传导到盘毂与外空心轴之间的配合面上, 影响过盈联结的可靠度。为减少热流直接传导到盘毂配合面上, 在制动盘和盘毂间设有间隙。

制动装置材料及相关计算参数见表1<sup>[2]</sup>。

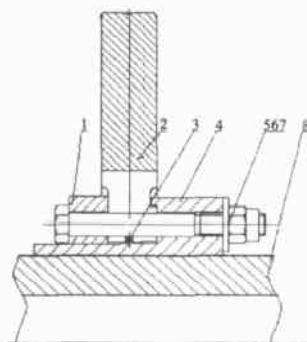


图1 轴盘制动装置剖面图

1——联结环; 2——制动盘; 3——定心环; 4——盘毂; 5, 6, 7——螺栓联结; 8——外空心轴

表1 制动装置相关参数

| 名称      | 材料   | 导热系数<br>/W (m·℃) <sup>-1</sup> | 线胀系数<br>/10 <sup>-6</sup> ·℃ <sup>-1</sup> | 比热<br>/J ·(kg ·℃) <sup>-1</sup> |
|---------|------|--------------------------------|--------------------------------------------|---------------------------------|
| 制动盘     | 铸钢   | 38.2                           | 10                                         | 500                             |
| 外空心轴    | 30°钢 | 50                             | 11.6                                       | 500                             |
| 盘毂(联结环) | 铸钢   | 50                             | 12                                         | 490                             |

| 名称      | 弹性模量<br>/MPa | 泊松比  | 密度<br>/kg · m <sup>-3</sup> |
|---------|--------------|------|-----------------------------|
| 制动盘     | 190 000      | 0.3  | 7 930                       |
| 外空心轴    | 206 000      | 0.27 | 7 820                       |
| 盘毂(联结环) | 190 000      | 0.3  | 7 930                       |

## 2 计算模型

### 2.1 热传导方程及边界条件

制动盘的瞬态温度分布可归结为求解无内热源的三维温度场问题。该三维温度场满足如下非稳态导热微分方程:

$$\frac{\lambda}{\rho c} \nabla^2 t = \frac{\partial t}{\partial \tau} \quad (1)$$

制动盘在柱坐标下 $t$ 的拉普拉斯算子 $\nabla^2 t$ :

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \quad (2)$$

式中:  $\lambda$  为导热系数, W/m·℃;  $\rho$  为密度, kg/m<sup>3</sup>;  $c$  为比热, J/kg·℃;  $\tau$  为时间, s;  $z$  为厚度, m;  $r$  为径向尺寸, m;  $t$  为温度, ℃。

该热平衡方程的边界条件为: 已知边界上的温度、热流密度、对流条件<sup>[3]</sup>。

### 2.2 接触热阻和间隙导热

制动装置是由多个零件组成, 零件之间通过面接触。从微观看实际表面是凹凸不平的, 两接触表面的实际接触面积仅占名义接触面积的很小一部分。由于那些未接触的部位实际上处于真空或有气体占据, 其导热率远小于固体特别是金属材料的导热率, 因此导致热流线向实际接触点集中, 而热流线的收缩将导致温度突变, 形成显著的温差, 这种称为接触热阻。由于

接触热阻的存在, 接触2个面之间温度并不是连续变化, 而是发生突变。接触热阻受多种因素影响, 主要是接触表面的粗糙度影响热阻<sup>[4]</sup>。还没有非常完善的理论公式计算接触热阻, 实际上通常使用经验公式。文献[5]建议用下面式子计算平板接触面的接触热阻率:

$$r_c^* = [3.373(W^*)^{0.66}]^{-1} \quad (3)$$

式中:  $W^*$  为无因次压力载荷;  $r_c^*$  为无因次接触热阻率。

$$W^* = W / \sigma_s^2 H \quad (4)$$

式中:  $W$  为加于接触面上的压力载荷, N;  $\sigma_s$  为表面粗糙度, m;  $H$  为维氏硬度, N/m<sup>2</sup>。

$$r_c^* = \frac{k}{\sigma_s} r_c \quad (5)$$

式中:  $k$  为导热率;  $r_c$  为接触热阻率。

由以上公式可知, 接触表面接触热阻跟接触表面载荷、表面粗糙度和表面材料硬度有关。就制动装置而言, 制动盘与盘毂和联结环接触传热, 为了增大接触热阻, 可以减小螺栓预紧力, 增加表面粗糙度和对零件进行热处理增加表面硬度等措施减小热量传递到盘毂。

由于空气导热系数要比金属小很多, 为了减小热量传递到盘毂, 制动盘与盘毂之间必须设有间隙。在ANSYS中, 为了确定间隙对热量传递的影响, 必须通过理论计算间隙热导。应用Fourier热传导定律得到单位面积间隙气体热导<sup>[4]</sup>:

$$h_g = k_g / \delta \quad (6)$$

式中:  $k_g$  这里为空气导热系数;  $\delta$  为间隙厚度。

可以通过理论计算出各个接触面在不同温度条件下的接触热阻, 其倒数称之为热导。在ANSYS建模时, 接触对温度选项TCC(thermal contact conductance coefficient)就是理论计算出的接触热导。

### 2.3 表面换热系数

制动装置各零件表面换热系数由对流换热和辐射换热两部分组成。制动盘表面温度达到500℃左右, 考虑辐射换热; 而盘毂和联结环温度不高可以不计辐射换热。对流取决于流体状态、流体物理性质、壁面温度以及壁面几何形状, 即机车速度和盘面温度对对流换热系数影响比较大。表面换热系数计算可参照文献[6]。

### 2.4 有限元模型及加载

利用ANSYS建模时, 按照高速机车制动盘的实际结构尺寸直接对机车制动盘进行三维建模, 建模用加载外力模拟螺栓的预紧力。考虑计算效率, 选取1/12模型进行计算。然后采用六面体八节点实体单元对其进行网格划分。按照真实的面接触情况创建接触对, 接触面热传导系数由以上介绍的理论方法计算。在模型外面与空气接触面上加换热系数边界条件。在建模和

加载边界条件时,作了简化处理,制动盘初始表面温度和周围的环境温度设为常数,盘面热交换采用气体横掠圆管模型。根据高速列车车速、盘体与盘毂的温度确定其侧面散热系数,其侧面散热系数随高速列车车速、盘侧与盘毂侧面温度的变化呈动态变化。制动盘、盘毂和联接环其导热系数、热容量和线胀系数等材料物理特性随温度变化,但为了简化处理,都看作恒定值。

根据能量守恒原则,机车动能减小量按90%传递效率转化为热能加载在制动盘上,对制动盘与闸瓦接触面加载热流。计算可参考文献[7]。计算工况见表2<sup>[2]</sup>。

表2 制动工况

| 工况名 | 初速度/<br>$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ | 制动压<br>力/MPa | 制动时<br>间/s | 减速度/<br>$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ | 制动距<br>离/m | 每盘制动<br>力/kN |
|-----|-----------------------------------------|--------------|------------|----------------------------------------|------------|--------------|
| 工况1 | 270                                     | 480          | 75         | 1.000 6                                | 2 811      | 9.9          |
| 工况2 | 270                                     | 360          | 85         | 0.880 2                                | 3 195      | 5.142 5      |

### 3 计算结果分析与讨论

#### 3.1 制动装置的热量流向

图2为制动装置模拟热流矢量图。由图可知,制动盘的热量向空心轴的传递过程中,一部分热量由盘毂和联结环表面传向大气中,另一部分通过制动盘与盘毂和联结环2个接触面将热量传导给空心轴。由于制动盘和盘毂之间的间隙,热量流向受阻而改变方向,降低制动盘直接向盘毂传导的热量,从而减小盘毂配合面的热梯度,提高过盈联结的可靠度。由式(6)可知,在导体间设置间隙,可增大热阻,降低热量流量。本文制动盘与盘毂间的间隙为1 mm左右,联结环同盘毂之间的间隙为0.15 mm左右。除上述外,为了降低传热,还可以采取增大接触面粗糙度和选用传热系数较小、热容量较大的材料等措施。

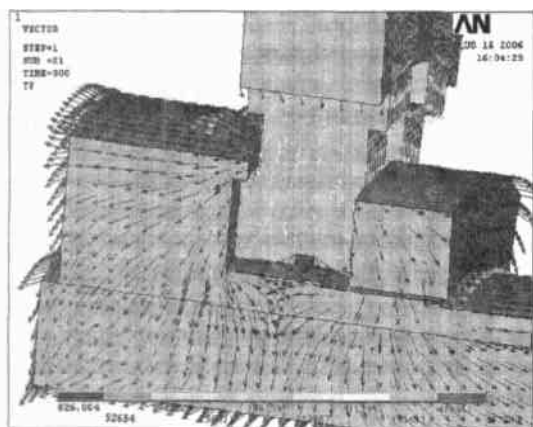


图2 制动装置热流矢量图

#### 3.2 制动装置温度场

根据高速机车制动工况下理论计算出的制动装置各参数,进行瞬态热分析。ANSYS 计算出结果如下,图3、图4、图5分别为工况1,开始制动后300 s时,制动盘、盘毂和外空心轴温度分布。

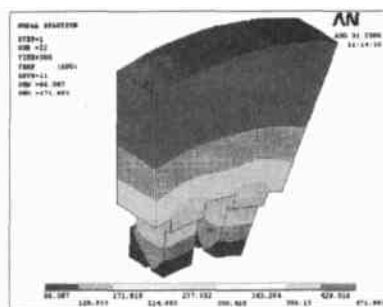


图3 制动盘温度分布

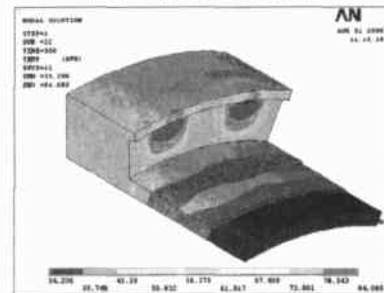


图4 盘毂温度分布

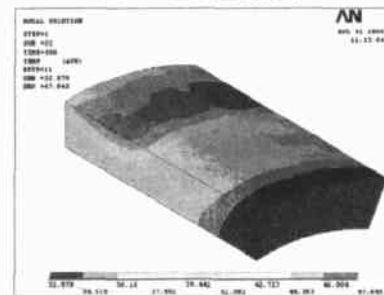


图5 外空心轴温度分布

由图4可看出,盘毂温度最大值出现在与制动盘接触表面。由盘毂温度分布可以看出制动盘与盘毂之间的间隙隔热效果比较理想,联结环与盘毂接触面温度较低,间隙隔热效果较好。温度在周向分布均匀。

图6为制动盘最高温度随时间变化曲线。由曲线可知,工况1盘面最高温度值为551℃,出现在53 s时;工况2盘面最高温度值为420℃,出现在68 s时;出现最高温度时间都为制动结束前。盘毂与空心轴接触面温度和温度梯度对过盈量有影响,图7为接触面温度随时间变化曲线,制动刚开始时,过盈面温度上升较慢,制动结束,温度上升较快。在制动过程中,接触面温度和温度梯度值得关注,制动后,由于制动力矩为零,讨论过盈量变化意义不大。制动结

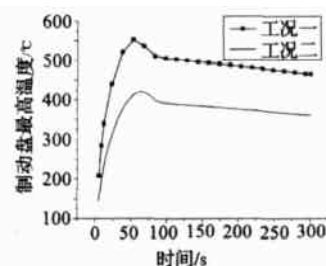


图6 制动盘最高温度-时间曲线

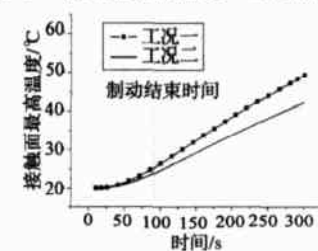


图7 盘毂与空心轴接触面最高温度-时间曲线

束时刻, 2 种工况接触面温度和温度梯度沿轴线方向分布如图8、图9。

可见, 由于工况1 制动能量较大, 在制动过程中, 盘面摩擦生热较大, 传递到过盈面温度和温度梯度都比工况2 要大。而且温度分布曲线和温度梯度分布曲线形状大致相仿, 从而降低传递到过盈面温度可以有效降低过盈面的温度梯度, 减小温度梯度对过盈配合的影响。

### 3.3 制动盘热应力

制动盘面温度较高, 易产生较大热应力, 如果制动盘盘面局部温度过高, 就易产生热裂纹, 另外, 热应力随时间变化易对制动盘产生热疲劳破坏, 从而影响其使用寿命。如图10、图11分别为制动盘热应力最大时刻等热应力云图及盘面热应力随时间变化曲线。

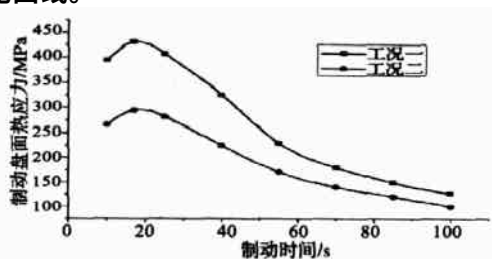


图11 盘面最大热应力随时间变化

可见在制动过程中制动盘表面热应力最大, 而且中性面要比盘体内两侧的热应力大。热应力出现最大值时刻为制动17 s 左右, 工况1 最大热应力值为432 MPa, 小于制动盘许用应力。制动结束时, 热应力下降缓慢。

### 3.4 制动盘和盘毂之间的间隙对过盈面温度和温度梯度的影响

由于过盈配合面间的温度梯度将影响盘毂和外空轴之间的过盈量, 进而有可能影响机车的制动安全。所以在设计制动装置时, 应尽量减少传递到盘毂配合面上的热量。为了减少热流直接从制动盘传递到盘毂上, 在制动盘和盘毂之间留有1 mm 左右的间隙。因为制动盘和盘毂之间存在间隙, 从制动盘直接到盘毂的热流很小。而间隙量不能过大, 在保证有效热阻的情况下设计间隙量成为关键。图12为工况1 制动盘与盘毂间隙厚度

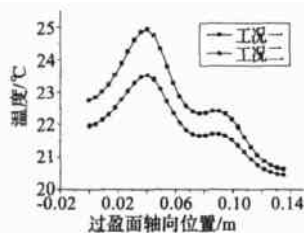


图8 制动结束时刻过盈面温度

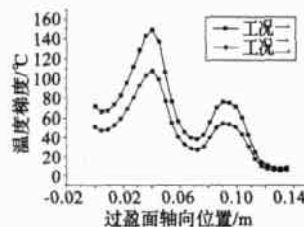


图9 制动结束时刻过盈面

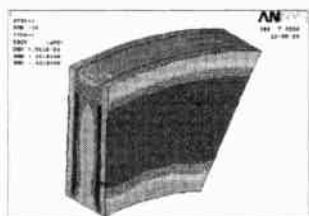


图10 制动盘面等热应力云图的温度梯度

对盘毂与外空心轴过盈面温度和温度梯度的影响。由图可以看出, 间隙厚度对过盈面温度和温度梯度的影响近似为双曲线关系。随间隙的增大, 过盈面的温度迅速降低, 当间隙增大到一定值时, 温度和温度梯度将随间隙的增大趋于平缓, 这是由于空气间隙传热系数小的缘故。综合考虑图12 规律和制动装置结构因素, 文中制动装置的间隙设在0.5~1.5 mm 较为合适。

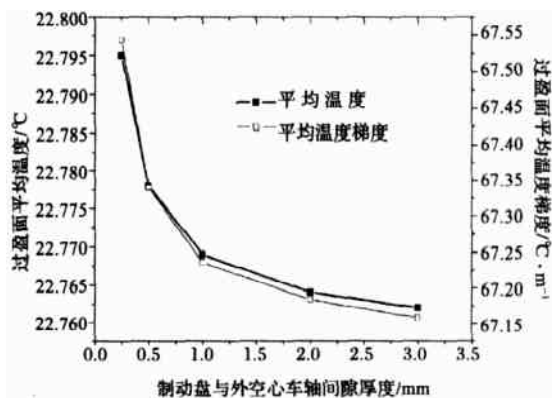


图12 间隙厚度对过盈面温度场的影响

## 4 结论

通过计算接触面热阻、间隙导热系数和表面换热系数, 在ANSYS 里建立三维有限元模型, 比较真实地模拟了机车轴盘制动装置制动过程的热量传递。通过计算, 仿真结果反映了温度场的热应力分布规律, 得出如下结论:

①制动盘与制动盘毂之间的间隙对阻止制动盘热量沿径向直接传导给盘毂效果显著, 为了减小制动盘热量对盘毂和外空心轴过盈面的影响, 并综合考虑结构因素, 单边间隙设为0.5~1.5 mm 较为合适。另外, 联结环同盘毂之间的间隙隔热效果良好, 对合理设计传热结构具有启发意义。

②讨论了2种制动工况, 2种工况制动盘面温度最大值出现在快要制动结束时刻前, 而盘面热应力最大值出现在开始制动20 s 左右。而在制动结束及相当长时间内, 盘毂与空心轴接触面最高温度随时间增大而增大。

### 参考文献:

- [1] 王文静, 谢基龙. 铁路列车制动盘常用材料的热疲劳性能研究[J]. 机械工程材料, 2005(2).
- [2] 陈文清. 高速列车“中华之星”制动盘温度场用热应力[J]. 兵工学报, 2006(1).
- [3] 张 奕. 传热学[M]. 南京: 东南大学出版社, 2004.
- [4] 赵兰萍, 徐 烈. 固体界面间接热阻的理论分析[J]. 中国空间科学技术, 2003(8).
- [5] FRAL-Astrabadi, et al. Effects of Surface Finish on Thermal Contact Resistance Between Different Materials[DB]. AIAA Paper, 1979-1065.
- [6] 杨 莺. 机车制动盘三维瞬态温度场与应力场仿真[J]. 机械科学与技术, 2005(10).
- [7] 阳光武. 基于有限元法的客车盘形制动盘瞬态温度场分析[J]. 铁道机车车辆, 2003(6).