

文章编号:1005-0523(2018)01-0116-07

# 动车组轴盘温度场及应力场数值模拟分析

谢红太<sup>1,2</sup>

(1. 兰州交通大学机电工程学院,甘肃 兰州 730070; 2. 中国铁路西安局集团有限公司西安动车段,陕西 西安 710016)

**摘要:**以 CRH2 型动车组轴盘制动系统为雏形,基于摩擦功率法研究了轴盘热载荷计算方法及边界条件的确定。依据能量守恒法简化计算施加于制动盘体表面的热流密度,确定出列车紧急制动情况下平均强迫对流换热系数和平均自然对流换热系数的函数曲线关系。于 ANSYS 软件中模拟出 CRH2 型高速动车组紧急制动情况下轴盘制动盘的温度场分布和应力场大小。结果表明在制动过程中列车制动盘在开始制动瞬间表面温度迅速上升,当达到某一峰值后缓慢下降,直到制动停车。制动开始后盘体热应力急剧上升,然后随着速度逐渐降低得到缓解释放。

**关键词:**CRH2 型动车组;ANSYS;热应力分析;温度场;应力场

**中图分类号:**U260.35

**文献标志码:**A

随着 CRH2 型动车组运行速度的进一步提高,列车动能大大增加,此时在制动过程中由闸片和制动盘面摩擦产生的热能也急剧增加,巨大的热效应使制动盘内部及表面产生很大的热应力<sup>[1-2]</sup>。在列车实际制动过程中,由于很大热应力存在及盘体温度分布不均造成制动盘表面裂纹扩展及整个制动盘断裂失效<sup>[3]</sup>,直接影响着列车运行安全。由此利用计算机及数值模拟技术对高速动车组列车轴盘制动过程中温度和应力变化分布的准确模拟仿真分析,对制动盘材料选择、制动系统控制及制动轴盘数模化研究分析等有着极其重要的参考意义。

由热应力引发的热疲劳破坏是一个材料结构组织蜕变的过程。其中国内外同行学者在列车制动系统中温度场、应力场、多种耦合场及辐射等分析时采用计算机数值模拟计算的方法。在轴盘制动过程中的数值计算模拟分析一般在忽略惯性力、摩擦力、闸片压力等的影响下采用热-机耦合的分析方法,将热单元转化为对应的机构单元,并将节点载荷温度施加到对应几何模型/有限元模型位置,再进行结构应力计算,应力分析。近年来,国内学者对高速动车组列车及普通机车车辆分别进行了大量三维温度场和应力场的数值模拟计算分析,取得了相应的成绩。但在模拟仿真过程中也存在不足之处,如对盘体材料导热系数、对流换热系数及比热容的确定,温度变化对材料力学性能影响的考虑不足,同时很少加入热辐射造成的热量损失。谢基龙等<sup>[4]</sup>提出以循环对称有限元模型计算制动盘制动中温度场和应力场的方法,利用 ANSYS 有限元软件进行分析计算,研究结果较接近实际。李继山等<sup>[5]</sup>对“中华之星”高速列车采用轴制动功率法在 270 km/h 紧急制动的温度场分布进行了模拟仿真和相关实验研究。

## 1 热传导方程及边界条件

据传热学及相关理论,制动盘系统的瞬态温度分布分析可视为求解无内源的各向同性材料的三维温度场问题<sup>[6-7]</sup>,热传导平衡方程可表示为

收稿日期:2017-05-19

作者简介:谢红太(1993—),男,硕士研究生,研究方向为动车组零部件强度设计及制造。

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

式中:  $T$  为温度, K;  $t$  为时间, s;  $\rho$  为密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $c$  为比热容,  $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;  $\lambda$  为导热系数,  $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

于此, 在高速动车组制动前, 轴盘温度近似等于外界环境温度即大气温度。制动开始后随着闸片与制动盘面的摩擦, 温度迅速上升, 出现热传导、对流以及辐射。依据此过程, 则上述平衡方程的边界调条件为: 边界上的温度条件、热流密度条件、对流条件。

## 2 CRH2 轴盘参数及载荷计算

### 2.1 轴盘制动过程假设及解析

本文将计算最高运营速度为 250 km/h 的 CRH2 型高速动车组在一次紧急制动过程中轴盘温度场及热应力的分布变化情况。其中制动盘结构参数和盘体材料属性分别见表 1 和表 2。由上述分析可知热传递的 3 种方式(热传导、对流和辐射), 其中对于高阶非线性的热辐射在制动过程中温度上升不是很高, 影响较小, 在此忽略不计。

表 1 制动盘结构参数

Tab.1 Brake disc structure parameters

mm

盘体内径 $\phi$	盘体外径 $\phi$	厚度	轴盘摩擦环外径 $\phi$	轴盘摩擦环内径 $\phi$
270	670	13.5	720	420

表 2 制动盘材料属性

Tab.2 Brake disc material properties

材料名称	弹性模量/ GPa	泊松比	密度/ ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	比热容/ ( $\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$ )	导热系数/ ( $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$ )	膨胀系数/ ( $10^{-6}/\text{K}$ )
25Cr2MoV	210	0.3	7 840	460	42	1.3

问题描述: CRH2 型高速动车组在一次紧急制动过程中, 初速  $v_0=250$  km/h,  $T$  转向架车轮半径  $R=430$  mm, 即制动初始转速  $\omega_0$  为

$$\omega_0 = \frac{v_0}{R} = 161.5 \quad (2)$$

式中:  $\omega_0$  为开始制动时轮对角速度,  $\text{rad}/\text{s}$ 。

CRH2 型高速动车组以 250 km/h 紧急制动时限制距离为  $S=3\ 800$  m<sup>[8]</sup>, 制动空走时间为  $t_k=2.5$  s<sup>[9]</sup>, 即列车实际制动距离为

$$S_e = 0.95 S - \frac{v_0}{3.6} \cdot t_k = 3\ 436.4 \text{ m} \quad (3)$$

在此假定列车制动时, 闸片与制动盘体间的压力恒定, 不随时间而变化, 则平均轴盘的平均角加速度  $\alpha$  为

$$\alpha = -\frac{\left(\frac{v_0}{3.6}\right)^2}{2 S_e R} \approx -1.632 \text{ rad}/\text{s}^2 \quad (4)$$

制动时间为

$$t = \frac{\omega}{\alpha} = 98.9 \text{ s} \quad (5)$$

制动加速度为

$$a = -\frac{v_0}{t} = -0.702 \text{ m}/\text{s}^2 \quad (6)$$

## 2.2 热载荷计算

### 2.2.1 热流密度

在高速列车制动盘热应力分析中,通常采用能量折算法,即将列车的动能全部转化成热能并以热流密度的方式加载到制动盘面上,根据能量守恒和能量转化的定律,则轴盘制动过程中的任意时刻,闸片和制动盘体由挤压摩擦而产生的热量  $Q$  为

$$Q(t)=W=\frac{1}{2}M(v_0^2-v_t^2) \quad (7)$$

式中: $M$  为轴盘制动过程中 T 转向架上平均每个制动盘所承担的质量,kg; $v_0$  为列车制动初速度,为 250/3.6=69.4 m/s; $v_t$  为任意制动时刻瞬时速度,m/s。

CRH2 型高速动车组 T 转向架 100%定员时轴重  $P=14$  t,每个转向架上有 4 个轴盘制动系统,即

$$M=P/4=3\ 500\ \text{kg} \quad (8)$$

在此假设由闸片和轴盘制动盘体产生的热量在摩擦环的周向和径向均匀分布,根据热力学中对热流密度的定义,即可得到制动时间  $t$  与均匀处于摩擦环上的热流密度之间的关系:

$$q(t)=-\frac{dQ}{A dt} \quad (9)$$

式中: $A$  为时间  $t$  内闸片扫过的摩擦环面积, $\text{m}^2$ 。

由表 1 知,制动盘摩擦环外径  $R_1=360$  mm,摩擦环内径  $R_2=210$  mm,则可得摩擦环面积  $A$  为

$$A=\pi(R_1^2-R_2^2)=0.268\ 47\ \text{m}^2 \quad (10)$$

假设紧急制动为匀减速制动,由计算知加速度为  $\alpha=-0.702$   $\text{m/s}^2$ ,则制动盘摩擦面上的热流密度随时间变化的方程为

$$q(t)=\frac{dQ}{A dt}=\eta \frac{d\left(\frac{1}{2}M(v_0^2-v_t^2)\right)}{A dt}=-\eta Ma(v_0-at)/A \quad (11)$$

式中: $\eta$  为常数,因为实际制动过程中存在空气阻力、轮轨摩擦等的影响,故列车动能不可能全部转化为轴盘的热载荷。经长期实践验证只有 80%~90%的动能转化为热能,在此取  $\eta=0.85$  计算。

从式(11)不难看出,分布于轴盘上的热流密度  $q$  是随时间  $t$  的变化呈线性递减的,递减速率与 T 转向架上每个制动盘所承担的质量  $M$ 、加速度平方  $a^2$  成正比,与时间  $t$  内闸片扫过的摩擦环面积  $A$  成反比。

分别将制动工况下各参数代入可得到列车制动过程中不同时刻热流密度  $q(t)$  随时间  $t$  的变化的函数关系,如图 1 所示。

### 2.2.2 对流换热系数

高速列车盘形制动过程中的制动盘散热可大致归纳为两个基本过程:强迫对流(制动时),自然换热(制动停车后)。

1) 强迫对流。在轴盘强迫对流散热过程中,根据来流方向的不同,在此将制动盘面的对流传热形式为纵掠平板对流传热,盘体周向为横掠单管对流传热,散热筋处为横掠管束对流传热。依据流动  $Re$  来判断系统流体的流动状态,对于普朗特准数  $Pr>0.6$  的流体,根据传热学相关理论,得流体在平壁表面流动的换热系数方程为

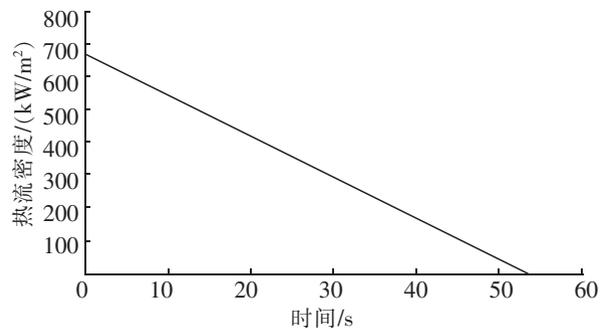


图 1 热流密度  $q(t)$  函数关系曲线  
Fig.1  $q(t)$  function relation curve of heat flux

湍流:

$$\alpha=0.036 \operatorname{Pr}_f^{\frac{1}{3}}\left(\operatorname{Re}_f^{0.8}-2.3 \times 10^4\right) \frac{\lambda_\alpha}{L},\left(\operatorname{Re}_f>5 \times 10^5\right) \quad (12)$$

层流:

$$\alpha=0.664 \operatorname{Pr}_f^{\frac{1}{3}} \operatorname{Re}_f^{\frac{1}{2}} \frac{\lambda_\alpha}{L},\left(\operatorname{Re}_f>5 \times 10^5\right) \quad (13)$$

横掠单管对流传热流体强迫对流换热系数方程为

$$\alpha=C \operatorname{Re}_f^n \frac{\lambda_\alpha}{L} \quad (14)$$

根据格里森公式横掠管束对流传热流体强迫对流换热系数方程为

$$\alpha=C \operatorname{Re}_f^n \operatorname{Pr}_f^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda_\alpha}{L} \quad (15)$$

式(12)~式(15)中: $\operatorname{Pr}_f$ 为普朗特准数,取值 0.7; $\operatorname{Re}_f$ 为雷诺系数, $\operatorname{Re}_f=\frac{u_c L}{\nu}$ 。其中, $\nu$ 为流体(空气)粘度; $u_c$ 为特征速度(边界层以外的主流速度); $L$ 为特征长度; $\lambda_\alpha$ 为流体导热系数,取  $2.59 \times 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $C, n$ 为常数,根据雷诺系数  $\operatorname{Re}_f$ 查表确定。

分析可知,在忽略环境温度的影响下,则  $\gamma, \lambda_\alpha, \operatorname{Pr}$  为常值,对流换热系数只取决于  $u_c$  和  $L$ 。由文献[10]可知,空气流速在 0~250 km/h 范围内随着列车速度的降低而呈线性递减趋势变化。在列车制动过程中随着时间的增长,运行速度逐渐降低,制动盘体表面对流换热系数也逐渐降低<sup>[11]</sup>。在此为了计算方便取轴盘制动盘摩擦面、圆周面和散热筋表面对流散热系数的平均值代入计算,如图 2 所示。

2) 自然对流。在列车制动结束后的自然对流散热过程中,制动盘盘面上的对流形式可视为竖直平壁对流散热,盘周向及散热筋处视为圆柱体对流散热。对流换热系数方程为

$$\alpha=C\left(G r \operatorname{Pr}_f\right)^n \frac{\lambda_\alpha}{L} \quad (16)$$

式中: $G r=g \gamma\left(T_w-T_\infty\right)^n \frac{\lambda_\alpha}{L} / \nu^2$ 。其中, $\gamma$ 为体膨胀系数; $T_w$ 为平壁表面温度; $T_\infty$ 为流体(空气)温度,在此取  $T_\infty=20 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

由式(16)知,制动盘体表面的自然散热系数与温度有关。在此为了计算方便取轴盘制动盘摩擦面、圆周面和散热筋表面对流散热系数的平均值代入计算,其曲线关系如图 3 所示。

### 3 制动盘数值模拟计算分析

高速列车轴盘制动过程是一个极其复杂的热、应力、辐射等多种场耦合共同作用的过程,而且大多为瞬态瞬变过程<sup>[12-13]</sup>。在此利用 ANSYS 软件进行有限元分析时,条件较为苛刻,需在理想的假定范围内进行,主

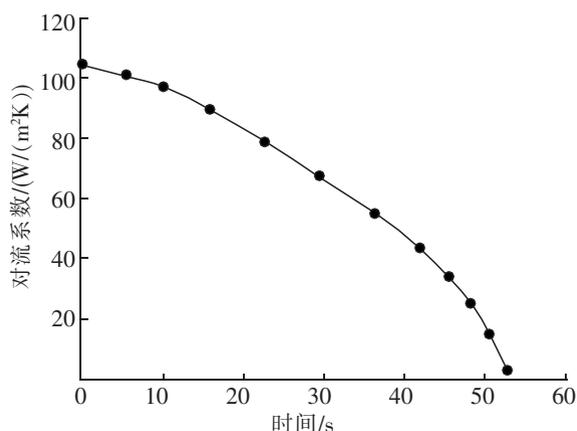


图 2 强迫对流散热系数函数关系曲线

Fig.2 The relation curve of forced convection heat transfer coefficient function

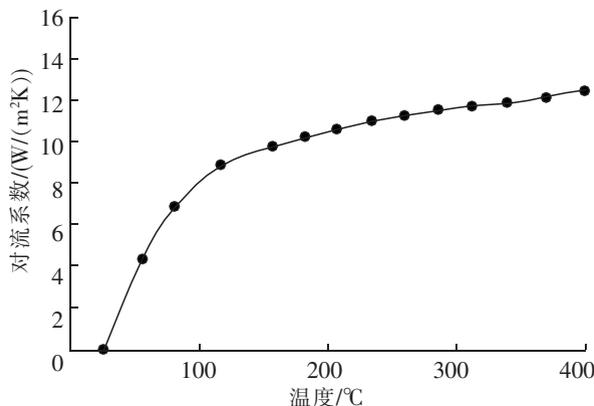


图 3 自然对流散热系数函数关系曲线

Fig.3 Relation curves of heat transfer coefficient function of natural convection

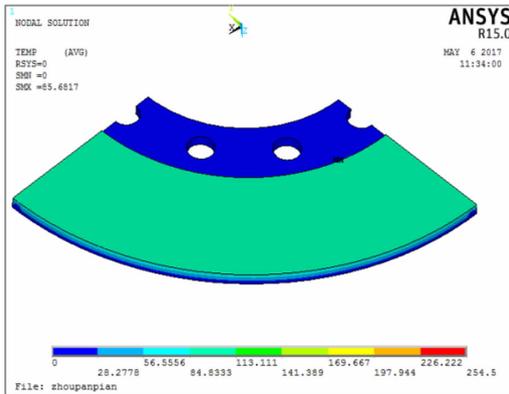
要有下述几点:

- 1) 轴盘制动过程为匀减速之制动,即制动加速度  $a$  恒定;
- 2) 列车制动过程中,制动盘体与闸片间压力恒定不变;
- 3) 摩擦副之间摩擦恒定系数不变,且闸片对制动盘的压力在盘体接触表面上均匀分布;
- 4) 轴盘制动盘体表面主要进行热对流和热传导两种换热形式,忽略热辐射在其中的影响和干扰;
- 5) 制动闸片沿摩擦环旋转一周,其周向施加热载荷均匀且相等;
- 6) 轴盘制动盘体和制动闸片为线弹性材料。

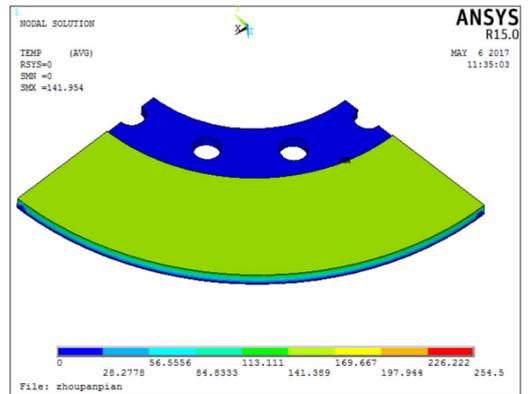
CRH2 型动车组 T 转向架制动轴盘为分半式双摩擦面结构,且中间设散热筋的自通式制动盘,因此在建模时,为了提高计算机运算效率,在模型创建时有必要对其进行简化处理,省略小圆角,倒角等的设计,以直代曲。创建有限元模型选取单摩擦面进行有限元计算分析。

对于简化的制动盘有限元模型进行热载荷施加时,忽略辐射等其他因素的影响主要有盘体初始温度(环境温度)、换热系数、热流密度 3 种。其中盘体温度整个施加于盘体内部,换热系数则需施加于整个制动盘体外壁面,对于热流密度则需施加于制动盘体摩擦环内,在此结合实际条件换热系数和热流密度在 ANSYS 建立表面效应单元,同时施加于同一个表面上,即摩擦环面。

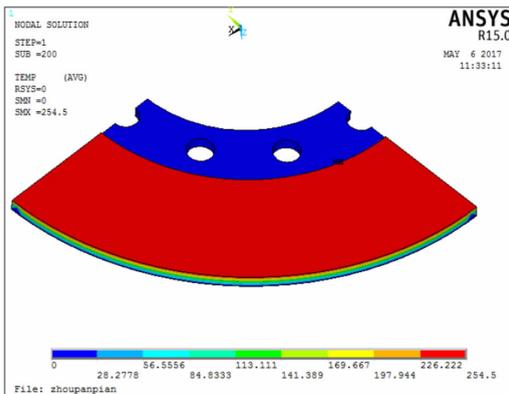
在 ANSYS 软件中热边界条件的施加可以采用一维表或二维表的形式。其中依据上述分析,对于摩擦面上的热流密度  $q(t)$  随时间  $t$  变化的函数关系式如图 1 所示,创建横坐标为时间  $t$  的函数一维表形式加载;对流换热系数  $\alpha$  为时间  $t$  与温度  $T$  的函数,分别如图 2 和图 3 所示,同样采用二维表的形式施加,其中横坐标为时间  $t$ ,纵坐标为温度  $T$ 。



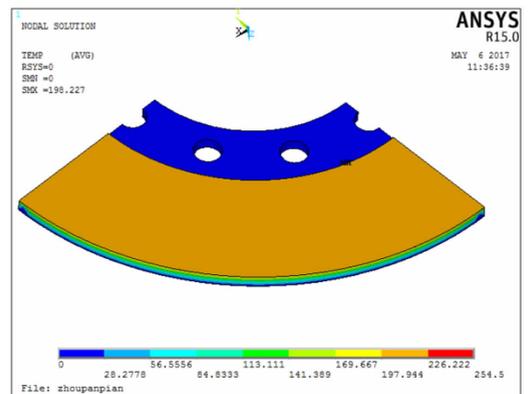
(a) 升温过程中,  $t=1$  s



(b) 最高温时刻,  $t=20$  s



(c) 制动中,  $t=60$  s



(d) 制动结束时刻,  $t=98.9$  s

图 4 不同时刻制动盘面温度场分布情况

Fig.4 Temperature field distribution of brake disc at different time

分别依据定义好的时间变量与设置好的时间步与载荷步,分别查看每一步对应的制动盘体表面最高温度的大小及分布情况。如图 4 分别为 CRH2 高速动车组列车在 250 km/h 时紧急制动过程中 1 s、20 s(最高温时刻)、60 s 和 98.9 s(制动结束时刻)时制动盘面温度场的分布情况。

制动盘面最高温度随时间变化曲线如图 5 所示,结合 ANSYS 生成的温度场分布变化动画,不难看出,列车制动开始不久,制动盘摩擦面上温度急剧上升,在  $t=20$  s 左右达到最大为  $T_{\max}=254.5$  °C,且由摩擦产生的热量大量迅速聚集在制动盘表面的摩擦环区域。这是因为在开始制动的瞬间内制动盘体表面热量迅速大幅增加,热量瞬间来不及散入到散热筋处,此时制动盘摩擦环表面由于闸片和盘体表面摩擦副产生的摩擦热量输入远远大于制动盘的空气散热能力,热量在制动盘体内积聚,使盘体温度在短时间内急剧增加。

在忽略制动盘离心和振动等载荷的影响下,依次进行轴盘制动盘结构分析,于 ANSYS 求得盘体最大等效应力变化情况如图 6 所示。

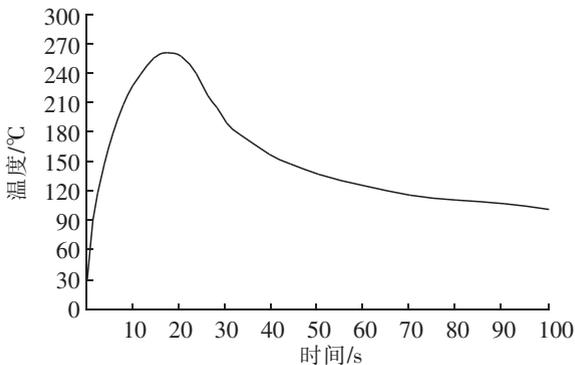


图 5 制动盘面最高温度随时间变化曲线

Fig.5 Curve of maximum temperature of brake disc with time

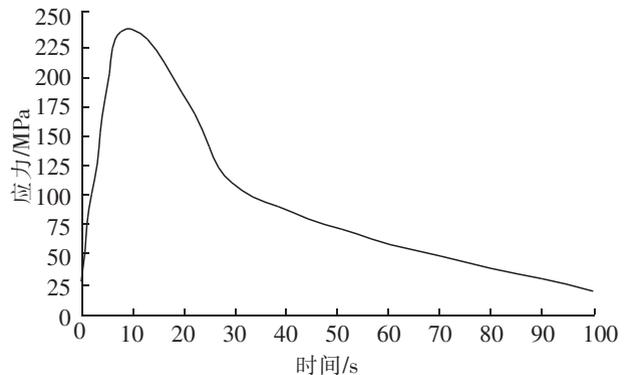


图 6 制动盘面最大等效应力随时间变化的曲线

Fig.6 Curve of maximum equivalent stress of brake disc with time

## 4 结论

1) 基于摩擦功率法研究了热载荷计算方法及边界条件的确定。依据能量守恒法简化计算施加于制动盘体表面的热流密度,确定出列车紧急制动情况下平均强迫对流换热系数和平均自然对流换热系数的函数曲线关系。在此将制动盘体摩擦环、盘面周向及散热筋处各表面的强迫对流换热系数和自然对流换热系数三者均取平均值进行计算,大大加快了计算机运行速度,节省了计算资源,可为大数据热分析有限元处理提供一个参考方法。

2) 由 ANSYS 软件中模拟出 CRH2 型高速动车组紧急制动情况下轴盘制动盘的温度场分布和应力场大小。结果表明在制动过程中列车制动盘在开始制动瞬间表面温度迅速上升,当达到某一峰值后缓慢下降,直到制动停车。制动开始后盘体热应力急剧上升,然后随着速度逐渐降低得到缓解释放。

3) 本文基于理想假设的基础上创建了动车组制动盘有限元模型,模拟分析了温度场及应力场分布,可为后续的盘体材料强度试验及动车组制动安全性能评估做出初步解释。

## 参考文献:

- [1] 郑剑云,郭晓辉,包子骞,等. 提速客车制动盘热应力有限元分析[J]. 机车车辆工艺,2002(3):4-6.
- [2] 王文静,谢基龙,李强. 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,2005,29(2):40-41.
- [3] JEAN. Experiment analysis and numerical research an crack mechanism of brake discs[J]. RRR,2002(10):16-19.

- [4] 丁群,谢基龙. 基于三维模型的制动盘温度场和应力场计算[J]. 铁道学报,2002,26(6):28-34.
- [5] 李继山,林祜亭,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):46-48.
- [6] 夏毅敏,吴元,顾健健,等. 高速动车组闸片温度与应力分布规律研究[J]. 机械科学与技术,2012,31(9):1377-1383.
- [7] 王磊,钱坤才,姚屏萍. CRH2型动车组用制动闸片瞬态温度场仿真分析[J]. 林业机械与木工设备,2016,44(3):25-28.
- [8] 铁道科学研究院高速铁路技术研究总体组. 高速铁路技术[M]. 北京:中国铁道出版社,2004:56-83.
- [9] 李和平,武青海. 300 km/h 动力分散电动车组制动方式研究[J]. 铁道学报,2004,26(1):16-21.
- [10] 孙新海,吕换小,卜华娜,等. 盘形制动极其配套技术[M]. 北京:中国铁道出版社,2001:15-24.
- [11] 杨强. 列车制动盘温度场和应力场仿真分析[D]. 北京:北京交通大学,2009:23-50.
- [12] 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):145-150.
- [13] DECUZZI P, CIAVERELLA M, MONNO G. Frictionally excited thermlelastic instability in Multi-Disk Clutches and brakes[J]. ASME,2001,123:865-871.

## Numerical Simulation Analysis on Temperature Field and Stress Field of Axle Plate of Multiple Units

Xie Hongtai<sup>1,2</sup>

(1. School of Mechatronic Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070, China;

2. Xi'an EMU Depot of China Railway Xi'an Bureau Group co. LTD, Xi'an 710016, China)

**Abstract:** Taking CRH2 type axle brake system as prototype, the calculation method of thermal load on axle plate and the determination of boundary conditions were studied based on frictional power method. According to the energy conservation method, the heat flux density applied to the brake disc surface is simplified, and the function curve of average forced convection heat transfer coefficient and average natural convection heat transfer coefficient under train emergency braking condition is determined. In the ANSYS software, the temperature distribution and the stress field of the brake disc in the axle disc are simulated under the emergency braking condition of the CRH2 high speed motor car. The results show that during the braking process, the temperature of the surface of the train brake disk rises rapidly at the moment of starting braking. When reaching a certain peak, the temperature slowly drops until the brake is stopped. Brake thermal stress after the start of a sharp rise, and then gradually reduce the speed with ease release.

**Key words:** CRH2 type EMU; ANSYS; thermal stress analysis; temperature field; stress field