不同制动工况下的高速列车制动盘热疲劳行为分析

魏秋实[1] 冯 培[2] 何家欢[3] 赵 杰[3] 叶 张[3] 卢 纯[3]
(1. 天津轨道交通运营集团有限公司, 天津 300392)
(2. 天津城市轨道咨询有限公司, 天津 300392)
(3. 西南交通大学 机械工程学院, 成都 610031)

摘要:【目的】研究不同制动工况下列车制动盘的热机耦合响应状态及热疲劳裂纹扩展行为。【方法】利用三维循环对称制动盘有限元模型,结合虚拟裂纹闭合技术,进行紧急制动、常用制动、坡道制动工况下的热机耦合分析及裂纹扩展分析。【结果】结果表明,制动盘温度和周向应力都以摩擦表面最大值点为原点,在盘体内呈贝壳状扩散;制动盘内侧周向应力大于外侧,且紧急制动和常用制动的周向应力分布偏移程度大于坡道制动。周向应力的大小不仅与温度幅值有关,还明显受到温度变化速率的影响。在制动阶段,制动盘周向压缩应力先增大、后减小,热疲劳裂纹受压缩应力的作用而保持闭合。在冷却阶段,制动盘周向应力转变为拉伸状态,热疲劳裂纹受拉伸应力的作用而逐渐张开,裂纹扩展速率随着冷却时间的增加而增大。紧急制动工况下的裂纹扩展速率最大,且裂纹前缘上的扩展速率差距最小。常用制动和坡道制动工况下的裂纹主要沿径向朝制动盘外侧扩展。

关键词: 制动盘; 热疲劳裂纹; 温度场响应; 应力场响应; 裂纹扩展
中图分类号: U270.1 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2026.10.006

0 引言

高速列车主要利用盘形制动装置进行基础制动[1]。在制动时,盘形制动装置依靠闸片与制动盘之间的机械摩擦将列车的大部分动能转化为热能,这导致制动盘在短时间内承受了大量的热负荷。温度的急剧上升将导致热应力的出现,最终引起制动盘材料的屈服。制动结束后,制动盘表层材料的快速冷却会导致残余应力的产生[2-3]。长期服役于此恶劣工作环境下,制动盘摩擦表面易萌生热疲劳裂纹,严重时会导致制动盘失效[4]。因此,深入研究制动盘热机耦合响应状态及热疲劳裂纹扩展行为,对保障制动盘安全可靠服役至关重要。

已有诸多学者开展了制动盘热机耦合响应分析。石晓玲等[5]建立了考虑残余应力的热机耦合仿真模型,对高速列车制动盘在不同制动工况下的热应力和残余应力分布进行模拟,发现紧急制动工况下的残余应力会增强后续常用制动工况下的应力场响应。李继山等[6]8-10[7]45-48构建了考虑热辐射的锻钢制动盘三维循环对称有限元模型,对紧急制动工况下的制动盘温度场及残余应力场分布进行仿真,发现高温、高残余应力区域集中在制动盘摩擦表面中部,且温度和残余应力均沿制动盘厚度方向减小。Modanloo等[8]利用数值计算方法研究了高速列车制动盘在不同换热条件下的温度场分布,结果表明,较高的对流换热系数不仅会降低制动过程中的最高温度,还会降低热梯度。张庆贺等[9]借助有限元法对不同接触压力分布和非均匀热流密度下的制动盘热机耦合响应状态进行了研究,分析可知,合理的制动闸片摩擦块排布方式可以显著降低制动盘面的温度和应力峰值。也有学者利用断裂力学理论及有限元方法完善了疲劳损伤模型,并将其引入制动盘热疲劳行为的研究中。刘朋帅等[10]以Miner理论为基础,将循环应力比和循环频率比作为耦合损伤因子,提出考虑耦合损伤的高、低周复合疲劳寿命预测模型。程琴等[11]基于临界面理论,将剪切应变、法向应力等作为损伤参量,设计了考虑附加强化效应的多轴低周疲劳寿命预测模型。徐礼达等[12]利用增量塑性理论和构型力理论定义J积分,建立了考虑材料弹塑性的裂纹扩展速率计算方法。Li等[13]将J积分与有限元法相结合,对初始速度为350 km/h制动工况下的制动盘摩擦表面裂纹扩展行为进行了研究,发现制动盘摩

收稿日期: 2025-05-01 修回日期: 2025-06-20
基金项目: 国家自然科学基金项目(52105160); 四川省自然科学基金项目(2025ZNSFSC0386, 2022NSFSC1877); 中国博士后科学基金项目(2022M720537); 中央高校基本科研业务费专项资金项目(2682025GH009)
作者简介: 魏秋实,男,1990年生,辽宁铁岭人,工程师; 主要研究方向为轨道车辆运维技术; E-mail:710306805@qq.com。
卢纯(通信作者),男,1989年生,辽宁丹东人,博士,副教授; 主要研究方向为多轴疲劳可靠性、热机耦合摩擦磨损; E-mail:clu@swjtu.edu.cn。
引用格式: 魏秋实,冯培,何家欢,等. 不同制动工况下的高速列车制动盘热疲劳行为分析[J]. 机械强度,2026,48(10):42-51.
Wei Qiushi, Feng Pei, He Jiahuan, et al. Analysis of brake disc thermal fatigue behavior of high-speed trains under different braking conditions[J]. Journal of Mechanical Strength, 2026, 48(10):42-51.
免费获取

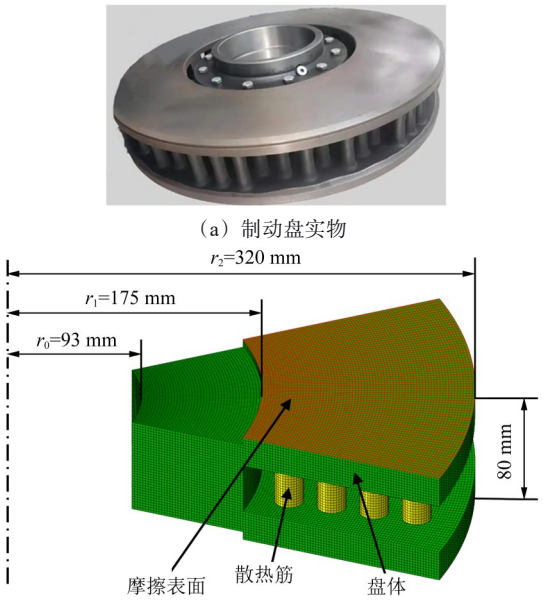
擦表面材料强度的降低和螺栓孔附近的应力集中会促进热疲劳裂纹扩展。Xie 等[14]利用扩展有限元法对轮装制动盘进行了瞬态热弹性断裂力学分析，发现当摩擦表面裂纹尺寸较小时，主要沿制动盘径向扩展；当裂纹尺寸增大后，主要沿制动盘轴向扩展。石晓玲[15]14-102将 M 积分与有限元法相结合，计算了不同裂纹外形和外部载荷条件下的裂纹尖端应力强度因子。结果表明，制动盘残余拉伸应力越大，裂纹越容易扩展；裂纹形状比越大，裂纹扩展路径越容易发生偏转。Lu 等[16]106877采用有限元法，结合断裂力学理论，计算了不同长度裂纹的裂尖应力强度因子，还通过 Paris 公式对疲劳寿命进行了分析。结果显示，制动盘摩擦表面裂纹径向的扩展寿命短于深度方向。

综上所述，虽然已有学者对制动盘热机耦合响应和热疲劳裂纹扩展行为进行了研究，并取得了一定的成果。但是，针对不同制动工况下制动盘的热机耦合响应状态及热疲劳行为的对比分析较少。因此，本文建立制动盘三维热机耦合瞬态有限元模型，结合虚拟裂纹闭合技术，对紧急制动、常用制动和坡道制动工况下制动盘的温度场、应力场和裂纹尖端应力强度因子进行对比分析。

1　有限元模型

1.1　热机耦合响应分析模型

选取某型列车轴装制动盘为研究对象，其实物如图 1(a)所示。为了提高网格质量和计算效率，简化了盘毂、弹性套、螺栓等对计算结果影响较小的结构，并通过绑定约束实现对散热筋和盘体的连接。同时，考虑到模型的对称性，截取全尺寸制动盘的 1/8，利用 Abaqus 软件建立制动盘的循环对称模型，如图 1(b)所示。模型的网格类型为 C3D8T，对重点关注区域的网格进行了细化，并且模型中细化区域的网格尺寸一致。制动盘的材料参数如表 1[17]所示。



(a) 制动盘实物

(b) 制动盘有限元模型

图 1　制动盘实物及有限元模型

Fig. 1　Physical prototype and finite element model of the brake disc

表 1　制动盘材料参数

Tab. 1　Brake disc material parameters

温度 T/℃	弹性模量 E/MPa	屈服强度 σ_s/MPa	泊松比 n_u	密度 ρ/(kg/m^3)	比热容 C/[J/(kg·K)]	热膨胀系数 α/10^{-5}	导热系数 λ/[W/(K·m)]
25	200 000	840	0.3	7 850	473	1.26	45.2
100	192 000	815	0.3	7 850	487	1.28	45.2
200	181 000	765	0.3	7 850	523	1.34	43.8
300	175 000	733	0.3	7 850	565	1.46	41.8
400	164 000	710	0.3	7 850	607	1.46	39.9
500	158 000	618	0.3	7 850	667	1.47	37.6
600	140 000	505	0.3	7 850	754	1.47	36.5
700	125 000	216	0.3	7 850	805	1.47	32.7

选取初始速度为 270 km/h 的紧急制动、常用制动、坡道制动 3 种工况进行仿真计算，各工况参数如表 2[18]所示。对于紧急制动和常用制动，制动压力分阶段施加，当车速高于 215 km/h 时，制动压力分别为 24、18 kN；当车速不高于 215 km/h 时，制动压力分别为 31.5、23 kN。将模型的表面设定为对流换热区域，将环境温度设置为 25 ℃，车速为 270 km/h 时，对流换热系数为 174 W/(m^2·K)；静止状态下，对流换热系数为 28 W/(m^2·K)[15]14-102；中间各车速下的对流换热系数利用线性插值法获得。冷却时，在保证不影响残余应力场分布的前提下，可适当增大对流换热系数，以提高计算效率[16]106877。

表 2　工况参数

Tab. 2　Operating parameters

参数	紧急制动	常用制动	坡道制动
制动压力 F/kN	24 或 31.5	18 或 23	6
制动初速度 v_0/(km/h)	270	270	270
制动时间 t/s	80.3	121.6	500

在制动盘圆心处设置参考点，通过耦合的方式限制制动盘内圈的自由度。同时，在 1/8 制动盘模型的周向端面处设置循环对称约束。制动过程中制动盘的热输入由闸片与制动盘相对运动产生的摩擦热决定。已有研究发现，利用摩擦功率法对制动盘施加热

流，计算得到的温度场和应力场结果与试验结果的误差较小[6]8-10[7]45-48。因此，将子程序DFLUX和摩擦功率法结合，实现对制动盘摩擦面均匀热流的施加。热流密度的计算式为

$$q(t)=\eta\frac{\mu F}{S}\omega(t)r \tag{1}$$

式中，$q(t)$为热流密度；t为制动时间；η为动能与热能之间的转化比例系数；μ为摩擦因数；F为制动压力；S为制动闸片在制动盘面划过一周的面积；$\omega(t)$为制动盘角速度；r为平均摩擦半径。

为了确定制动盘热机耦合分析模型的网格尺寸，在紧急制动工况下，对该模型进行了网格无关性验证。摩擦表面的最大残余应力随盘体网格尺寸的变化情况如图2所示。随着盘体网格尺寸的增大，摩擦表面的最大残余应力单调减小，其变化趋势先陡峭、后平缓。当网格尺寸小于2 mm时，残余应力的大小不再发生明显变化。因此将制动盘热机耦合分析模型的网格尺寸设置为1 mm，以满足网格无关性的要求。

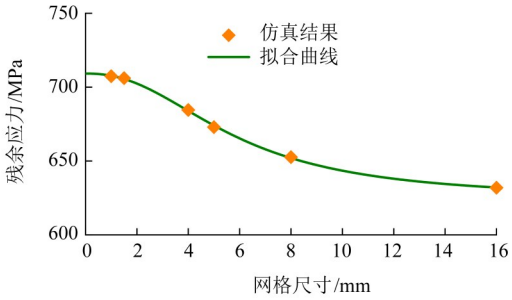


图2 网格无关性验证

Fig. 2 Mesh independence verification

1.2 热疲劳裂纹扩展分析模型

制动试验和有限元仿真的结果表明，残余应力是制动盘热疲劳裂纹萌生和扩展的主要因素[19]36-130。通过报废制动盘的取样研究发现，制动盘摩擦表面上的裂纹大多数为径向半椭圆裂纹，裂纹形状比（裂纹深度a和长度$2c$的比值）在0.2~0.3，且大多数裂纹长度在10~45 mm[19]36-130。综合以上因素，在建立制动盘热疲劳裂纹扩展行为分析模型时，假定制动盘摩擦表面裂纹的形状比为0.2，裂纹长度为40 mm，将制动盘热机耦合响应分析模型的最大残余应力点作为裂纹对称中心点。为了保证裂纹区域的网格与其相邻区域的网格以共节点的方式传递数据，在Abaqus软件中依靠插入裂隙的方式创建裂纹模型，如图3所示。裂纹前缘周围的网格尺寸为0.5 mm，以保证裂尖断裂力学参数的计算精度[20]。为避免模型穿透，两个裂纹面之间定义了法向的硬接触及切向的库仑摩擦接触，将摩擦因数设定为0.5。在裂纹对称中心点定义了一个极坐标系，极角θ的定义如图3所示。热疲劳裂纹扩展分析模型的材料参数、制动工况、边界条件和热流载荷均与热机耦合响应分析模型保持一致。然后，将热机耦合求解方法与虚拟裂纹闭合技术结合，对制动盘摩擦表面裂纹进行扩展行为分析。

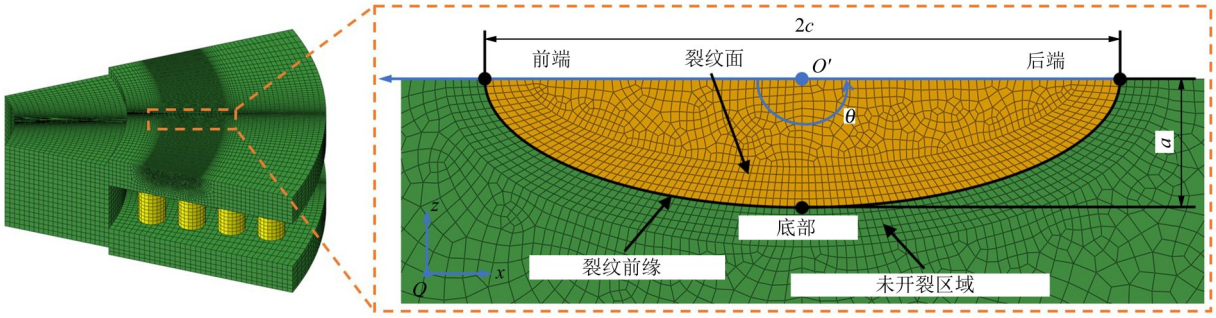


图3 预置裂纹的制动盘模型

Fig. 3 Brake disc model with a prefabricated crack

虚拟裂纹闭合技术利用裂尖节点力和裂尖后方节点的相对位移及裂尖前方的虚拟闭合面积计算应变能释放率[21]。此外，热负荷作用下制动盘摩擦表面的热疲劳裂纹主要呈张开型扩展[16]106877。因此，根据图4所示的裂纹尖端节点分布情况，裂纹尖端处的应变能释放率计算式为

$$G_{\mathrm{I}}=\frac{F_{ii^*}\Delta u_{jj^*}}{2A}\frac{a_1}{a_2} \tag{2}$$

式中，G_{I}为裂尖的Ⅰ型应变能释放率；F_{ii^*}为裂尖节点i与i^*之间的节点力；Δu_{jj^*}为裂尖后方节点j与j^*之间的相对位移；A为裂尖前方的虚拟闭合面积，$A=1/2(A_1+A_2)$，其中，A_1、A_2分别为裂尖前、后方单元的面积；a_1、a_2分别为裂尖前、后方单元的长度。

反映裂纹尖端应力场强弱的物理量称为应力强度因子。根据断裂力学，应变能释放率与应力强度因子的转换关系[22]为

$$K_{\mathrm{I}}=\sqrt{G_{\mathrm{I}}E^*} \tag{3}$$

式中，K_{I}为裂尖的Ⅰ型应力强度因子。在平面应力问

题中，$E^* = E$，在平面应变问题中有 $E^* = E/(1 - n_u^2)$。

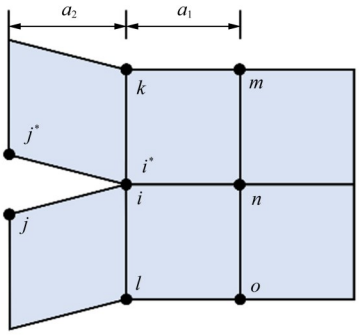


图 4　裂纹尖端的节点分布

Fig. 4　Node distribution at crack tip

为了对上述应力强度因子计算方法进行验证，建立了预制表面半椭圆裂纹的有限尺寸平板模型，如图 5 所示。其中，平板的长度和宽度均为 300 mm，厚度为 22 mm；裂纹位于平板的中心，长度为 40 mm，形状比为 0.2；平板采用与制动盘相同的材料；在平板两端施加均布的拉伸载荷。然后，利用虚拟裂纹闭合技术对有限尺寸平板模型进行分析，可得到裂纹前缘应力强度因子的数值解。此外，对于有限尺寸平板，可通过式(4)求得表面裂纹前缘上的应力强度因子理论解[23]，即

$$K_{\mathrm{I}} = F_{\mathrm{s}} \frac{\sigma \sqrt{\pi a}}{\sqrt{1 + 1.464(a/c)^{1.65}}} \tag{4}$$

式中，F_{s} 为与平板尺寸和裂纹尺寸有关的几何修正系数；σ 为平板两端受到的均布拉伸载荷；a、c 分别为裂纹的深度、半长。

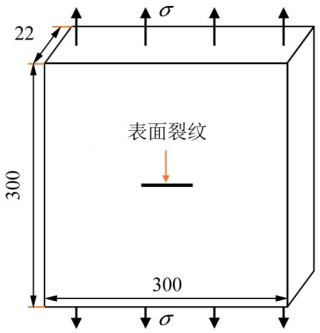


图 5　有限尺寸大平板模型

Fig. 5　Finite-sized flat plate model

裂纹前端、后端和底部的应力强度因子理论解及数值解的对比如图 6 所示。由图 6 可知，在不同强度拉伸载荷的作用下，利用虚拟裂纹闭合技术计算得到的数值解与利用经验公式计算得到的理论解基本一致，最大误差仅为 1.95%。这说明，在大多数情况下，本文采用的应力强度因子计算方法是有效的。

1.3　仿真计算流程

仿真计算流程如图 7 所示。首先，根据制动盘的几何参数、材料参数及仿真工况，建立热机耦合分析模型，对该模型的仿真计算结果进行分析，得到制动盘在多个工况下的热机耦合响应状态。然后，根据摩擦表面上的最大残余应力点确定裂纹位置，并利用虚拟裂纹闭合技术建立裂纹扩展分析模型。最后，在紧急、常用及坡道制动工况下对裂纹扩展分析模型进行仿真计算，得到制动盘摩擦表面裂纹在不同工况下的扩展行为。

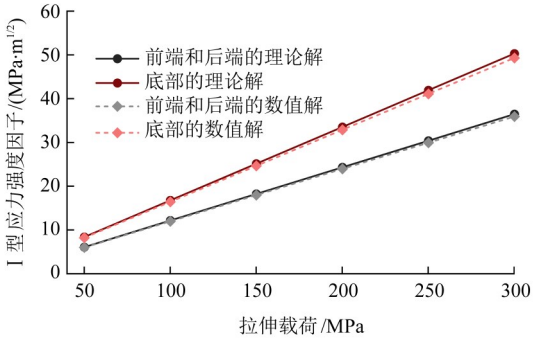


图 6　应力强度因子理论解与数值解对比

Fig. 6　Comparison of theoretical solutions and numerical solutions of the stress intensity factor

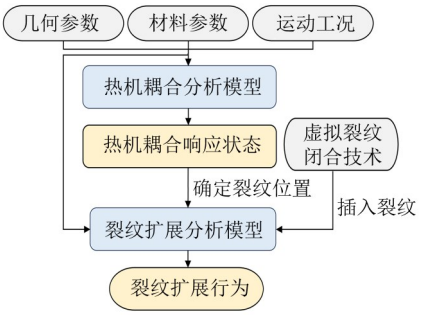


图 7　仿真计算流程

Fig. 7　Simulation workflow

2　计算结果分析

2.1　热机耦合响应结果

不同制动工况下的最高温度-时间曲线如图 8 所示。由图 8 可知，在制动和冷却过程中，3 种工况下的制动盘摩擦表面最高温度均随时间的增加先增大、后减小。不同的是，紧急和常用制动工况下的温度在制动阶段就已经出现从上升到下降的转变，而坡道制动工况下的温度在制动阶段单调增大。这是因为紧急和常用制动工况下的车速会随着制动时间的增加逐渐减小，导致制动热负荷明显减小。在制动阶段末期，输入到制动盘的能量小于对流换热耗散的热能，制动盘温度开始下降。对于坡道制动而言，由于列车运行速度始终没有发生变化，由制动产生的热能始终多于耗散的热能，制动盘的温度保持上升趋势。基于以上原因，坡道制动工况下的制动盘温度最高值大于紧急制动和常用制动。具体来说，紧急制动和常用制动的温度最高值分别为 672 ℃、659 ℃，分别为坡道制动温度最高值的 97%、95%。

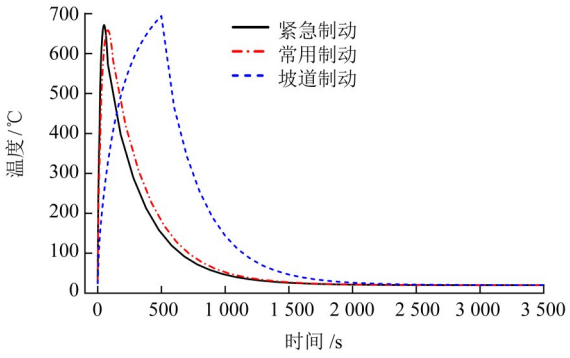


图 8 最高温度-时间曲线

Fig. 8 Maximum temperature-time curves

图 9 所示为不同制动工况下的最大周向应力-时间曲线。由图 9 可知，3 种制动工况下的周向应力在制动阶段及冷却阶段前期为负，表现为压缩状态，并且在此期间周向压缩应力先增大、后减小。随后，周向应力转变为拉伸状态，随着冷却时间的增加，拉伸应力逐渐增大至最大值。造成该现象的原因是，在制动阶段前期，盘体表层材料受热膨胀，产生压缩应力，且该压缩应力随制动盘温度梯度的增大而增大；随着对流换热及制动盘导热的进行，压缩应力随温度梯度的减小而减小；在冷却阶段，由热负荷导致的塑性应变阻碍了表层材料的收缩，使盘体表层的拉伸应力逐渐增大。从图 9 中还可以发现，紧急制动的压缩应力和拉伸应力最大，常用制动次之，坡道制动最小。以周向拉伸应力为例，紧急制动的周向拉伸应力最大值为 710 MPa，分别为常用制动和坡道制动的 1.25 倍、1.47 倍。造成这种现象的原因是，制动盘周向应力与制动和冷却过程中的温度变化速率成正比。

由于制动盘具有对称性，选择上盘体作为研究对象，制动盘径向和轴向的节点编号如图 10 所示。此外，为了研究制动盘径向及轴向上的热机耦合响应状态随时间的变化情况，在上盘体上沿径向方向均匀地选取 7 个节点，分别标记为 R_1~R_7；沿轴向方向均匀地选取 4 个节点，分别标记为 T_1~T_4。制动盘温度场和周向应力场的分布如图 11 所示。由图 11 可知，3 种制动工况下的温度和周向应力分布云图都以摩擦表面最大值点为原点在盘体内呈贝壳状扩散，高温和高应力区域的深度较小，且集中在制动盘表层，制动盘径向上存在的温度梯度及应力梯度和制动盘轴向上的基本一致。此外，3 种工况下制动盘周向应力分布的变化规律也表现出一致性。制动开始后，制动盘表层逐渐出现了周向压缩应力。随后，受对流换热及导热效应的影响，盘体的周向压缩应力场从表层开始逐渐消失。在冷却阶段，制动盘表层出现了周向拉伸应力，随着冷却的进行，拉伸应力场逐渐增强。坡道制动工况下的温度和周向应力分布范围最大，常用制动次之，紧急制动最小，这是由制动盘摩擦生热及热传导的特性导致的。制动时间越长，热负荷作用的时间越久、制动盘的导热越充分，从而引起盘体更多区域温度的升高和应力的增大。

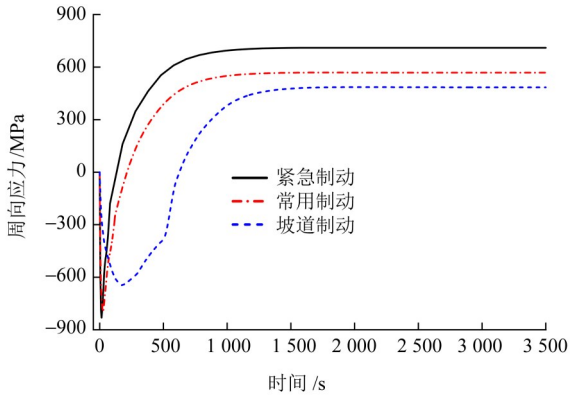


图 9 最大周向应力-时间曲线

Fig. 9 Maximum circumferential stress-time curves

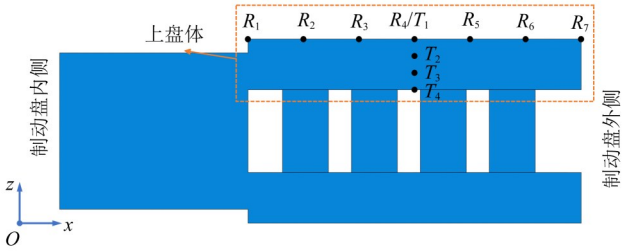
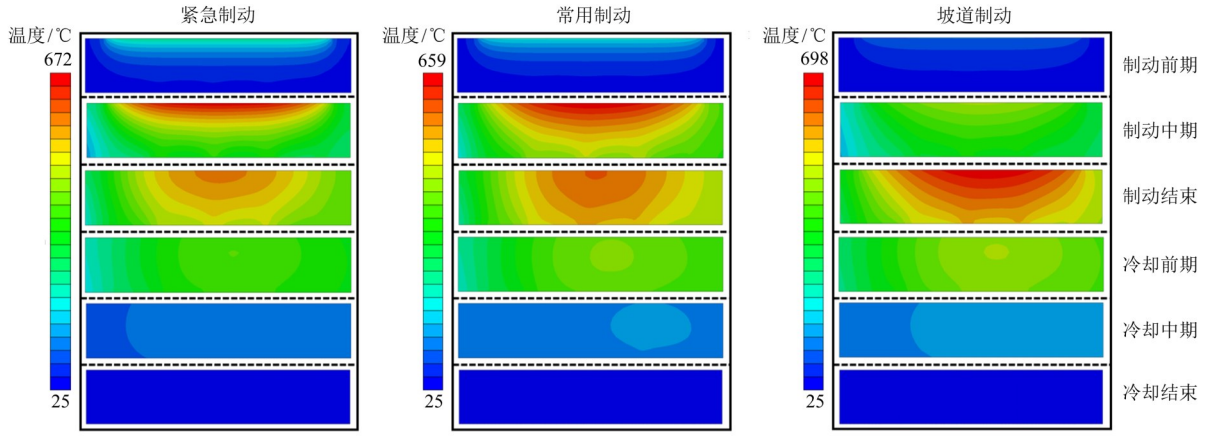
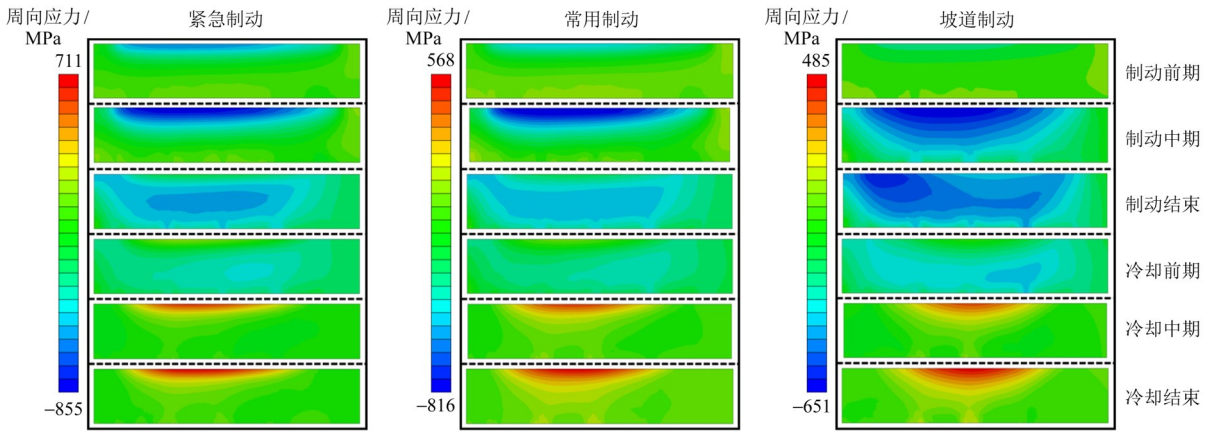


图 10 制动盘径向和轴向的节点编号

Fig. 10 Node numbers in the radial and axial directions of the brake disc



（a）温度场分布



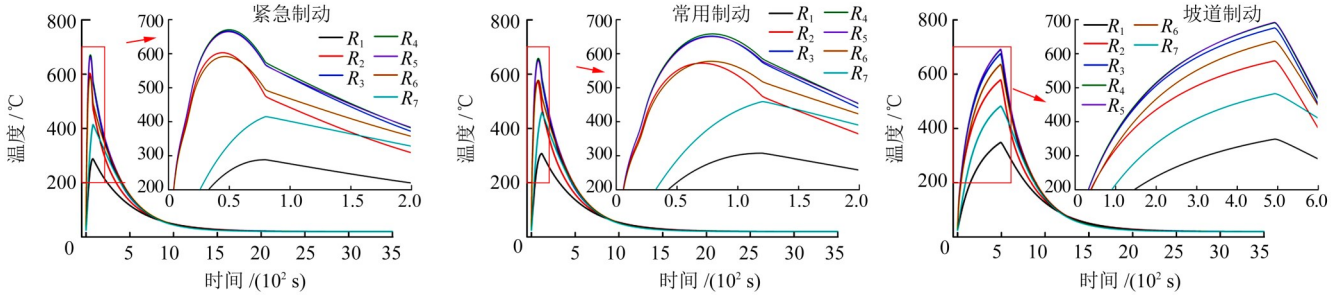
（b）周向应力场分布

图 11　制动盘温度场和周向应力场的分布云图

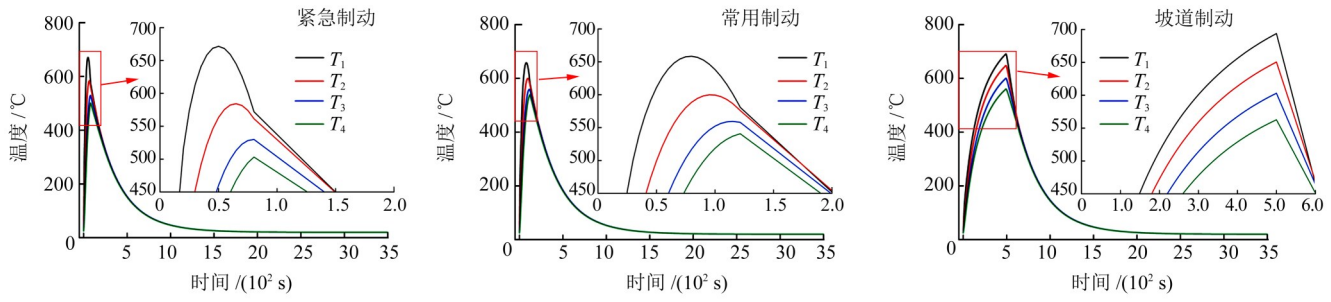
Fig. 11　Distribution contour plots of the temperature field and circumferential stress field of the brake disc

不同制动工况下制动盘温度-时间曲线如图 12 所示。由图 12 可知，紧急制动和常用制动工况下制动盘径向和轴向上的温度均在制动阶段经历了先增大后减小的变化过程，将径向上各节点的温度进行比较，发现制动盘温度以摩擦面中心点 R_4 为中心点，向两侧逐渐降低。坡道制动工况下制动盘径向和轴向上的温度随着制动时间的增加而增大，在制动结束时刻达到最大值，径向上制动盘外侧区域的温度略高于内侧区域。导致紧急制动和坡道制动径向温度分布状态不同的原因是，制动盘内、外侧散热速度存在差异，坡道制动工况较长的制动时间放大了散热速度对温度分布的影响。从图 12(b)中还可以看到，在这 3 种工况下制动盘轴向上的温度均随着盘体深度的增加而减小，并且轴向上的温度梯度随着时间的增加先增大、后减小。

不同制动工况下制动盘周向应力-时间曲线如图 13 所示。由图 13 可知，3 种工况下制动盘径向和轴向上的周向压缩应力均在制动阶段先增大、后减小，在冷却阶段转变为拉伸应力。对比图 13(a)中各节点的周向应力可知，在径向上制动盘内侧的周向压缩、拉伸应力大于外侧，并且紧急制动和常用制动周向应力分布的偏移程度大于坡道制动。由图 13(b)可知，3 种工况下制动盘周向压缩、拉伸应力随盘体深度的增加而减小。从周向应力变化速率的角度来看，紧急制动工况下的变化速率最快，离制动盘内、外侧及盘体底部越近，周向应力的变化趋势越缓和。在制动过程中，制动盘径向和轴向上节点的压缩应力越大，冷却结束后该点的残余拉伸应力越大。造成这种现象的原因是，制动过程中的压缩应力会导致盘体材料的塑性变形，且压缩应力越大，塑性变形越严重，而塑性变形会阻碍冷却时材料的收缩，最终导致残余拉伸应力的产生。



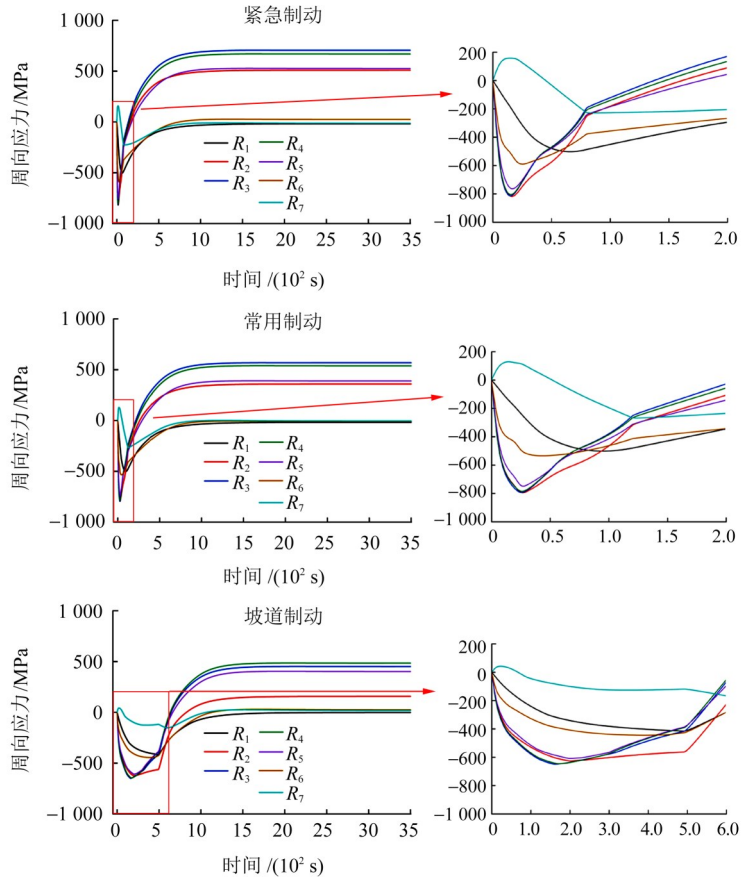
（a）径向上的温度变化



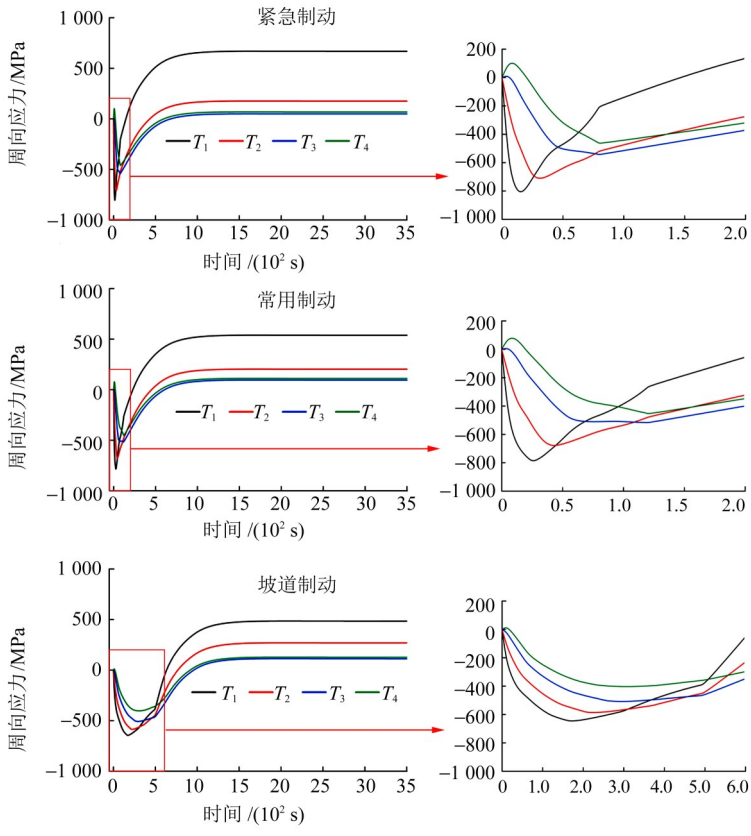
（b）轴向上的温度变化

图 12　不同制动工况下制动盘温度-时间曲线

Fig. 12　Temperature-time curves of the brake disc under different braking conditions



（a）径向上的应力变化



（b）轴向上的应力变化

图 13　不同制动工况下制动盘周向应力-时间曲线

Fig. 13　Circumferential stress-time curves of the brake disc under different braking conditions

2.2　热疲劳裂纹扩展行为

不同制动工况下的应力强度因子-时间曲线如图14所示。由图14可知，3种制动工况下的裂尖应力强度因子随着制动的开始迅速减小到最小值，且在整个制动阶段为负值。随着冷却的开始，应力强度因子转变为正值并逐渐增大，在制动盘冷却到常温时达到最大。以上现象说明制动盘热疲劳裂纹在制动阶段及冷却阶段前期受制动盘周向压缩应力的作用，保持闭合状态，经过一段时间的冷却后，裂纹受周向拉伸应力的作用而逐渐张开，随后裂纹扩展的趋势越来越明显。在制动阶段，裂纹前端和后端的应力强度因子大小基本一致，但冷却结束后这2个位置上的应力强度因子出现了明显差距。这是因为裂纹前端和后端所在的制动盘摩擦表面在制动过程中受到同样大小的热负荷，但这2个位置的冷却条件存在差异。

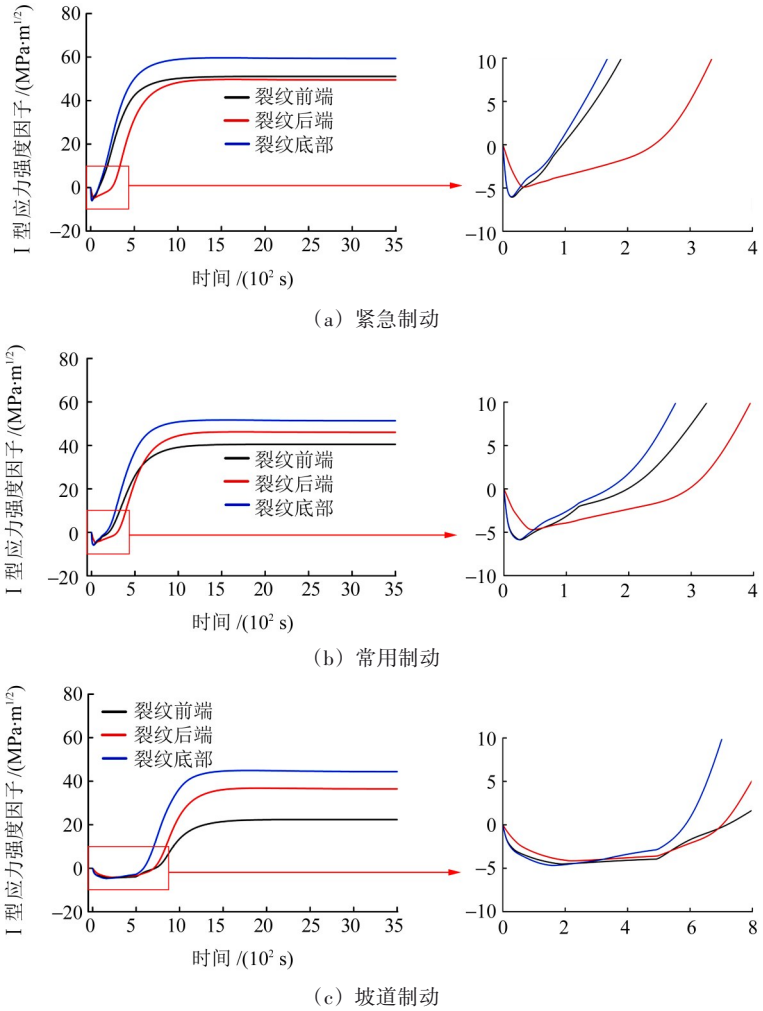


图14　不同制动工况下制动盘的应力强度因子-时间曲线

Fig. 14　Stress intensity factor-time curves of the brake disc under different braking conditions

不同制动工况下的应力强度因子-极角曲线如图15所示。由图15可知，紧急制动工况下的裂尖应力强度因子最大，常用制动工况次之，坡道制动工况最小，这是由不同制动工况下制动盘周向残余拉伸应力的差异导致的。根据Paris公式，应力强度因子越大，裂纹扩展速率越快[24]。再结合这3种制动工况的裂尖应力强度因子分布特点可知，紧急制动工况下裂纹前缘扩展速率由快至慢依次为后端、前端和底部，常用制动和坡道制动工况的裂纹扩展速率沿着裂纹前缘从前端到后端逐渐加快。这说明当裂纹长度达到40 mm时，前端及底部所在区域的周向拉伸应力较小，后端所在区域的周向拉伸应力较大，裂纹主要沿着制动盘径向朝外侧扩展。

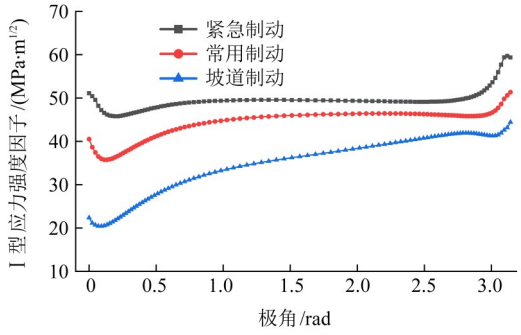


图15　不同制动工况下的应力强度因子-极角曲线

Fig. 15　Stress intensity factor-polar angle curves under different braking conditions

3 结论

针对制动盘摩擦表面热疲劳裂纹，建立了三维制动盘瞬态热机耦合有限元模型，结合虚拟裂纹闭合技术，分析了初始速度为270 km/h的紧急制动、常用制动和坡道制动工况下的制动盘热机耦合响应状态及热疲劳裂纹扩展行为，得到的主要结论如下：

1）制动盘周向压缩应力在制动阶段先增大、后减小，在冷却阶段转变为拉伸应力。周向应力的大小不仅与温度幅值有关，还明显受到温度变化速率的影响。

2）制动盘温度和周向应力都以摩擦表面最大值点为原点在盘体内呈贝壳状扩散，制动盘内侧周向应力大于外侧，且紧急制动和常用制动的周向应力分布偏移程度大于坡道制动。

3）制动盘热疲劳裂纹在制动阶段受周向压缩应力的作用而保持闭合，在冷却阶段受周向拉伸应力的作用而逐渐张开。随着冷却时间的增加，裂纹扩展的趋势越来越明显。

4）紧急制动工况下的裂纹扩展速率最快，并且裂纹前缘上的扩展速率差距最小。常用制动和坡道制动工况下的裂纹主要沿径向朝制动盘外侧扩展。

本文主要研究了典型单次制动工况下的制动盘热疲劳损伤行为，在后续的工作中可以针对连续制动工况下的制动盘热机耦合响应状态和裂纹扩展行为进行研究，从而探究制动盘残余应力对后续制动过程中热疲劳损伤的影响。

参考文献（References）

[1] 左建勇，王雪萍，周苏芬，等. 动车组制动盘热仿真方法适用性研究[J]. 中国铁道科学，2022，43(5)：78-86.
Zuo Jianyong, Wang Xueping, Zhou Sufen, et al. Applicability research on thermal simulation methods for EMU brake discs[J]. China Railway Science, 2022, 43(5): 78-86. (In Chinese)

[2] 付强. 考虑残余应力的列车制动盘热机耦合疲劳裂纹扩展分析[D]. 成都：西南交通大学，2022：54-62.
Fu Qiang. Thermal-mechanical coupling fatigue crack propagation analysis of train brake disc considering residual stress [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2022: 54-62. (In Chinese)

[3] 付强，卢纯，莫继良. 考虑残余应力和制动工况的制动盘热机耦合仿真分析[J]. 重庆理工大学学报(自然科学)，2022，36(4)：120-130.
Fu Qiang, Lu Chun, Mo Jiliang. Thermo-mechanical analysis of brake disc considering the influence of residual stress and braking conditions [J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2022, 36(4): 120-130. (In Chinese)

[4] 汤忖江，陈蕴博，左玲立，等. 高速列车制动盘材质应用现状和研究进展[J]. 材料导报，2018，32(增刊1)：443-448.
Tang Cunjiang, Chen Yunbo, Zuo Lingli, et al. Application status and research progress of brake disc materials for high-speed train [J]. Materials Reports, 2018, 32(S1): 443-448. (In Chinese)

[5] 石晓玲，李强，赵方伟. 高速列车制动盘在不同制动工况下的残余热应力分布研究[J]. 铁道机车车辆，2015，35(4)：7-10.
Shi Xiaoling, Li Qiang, Zhao Fangwei. Research on residual thermal stress of high speed train brake disk under different braking conditions[J]. Railway Locomotive & Car, 2015, 35(4): 7-10. (In Chinese)

[6] 李继山，韩晓辉，范荣巍. 高速列车制动盘残余应力数值仿真及试验验证[J]. 铁道机车车辆，2010，30(6)：8-10.
Li Jishan, Han Xiaohui, Fan Rongwei. Numerical simulation and test of brake disc residual stress on high-speed train[J]. Railway Locomotive & Car, 2010, 30(6): 8-10. (In Chinese)

[7] 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)：45-48.
Li Jishan, Lin Huting, Li Heping. Simulation analysis on the alloy-forge steel brake disc temperature field for a high-speed train [J]. Journal of the China Railway Society, 2006, 28(4): 45-48. (In Chinese)

[8] Modanloo A, Talaee M R. Analytical thermal analysis of advanced disk brake in high speed vehicles [J]. Mechanics of Advanced Materials and Structures, 2020, 27(3): 209-217.

[9] 张庆贺，卢纯，吴元科，等. 基于接触压力分布和非均匀热流密度的列车制动盘热机耦合分析[J]. 机械工程学报，2023，59(3)：165-175.
Zhang Qinghe, Lu Chun, Wu Yuanke, et al. Thermo-mechanical analysis of railway brake disc with the consideration of contact pressure distribution and non-uniform heat flux density[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(3): 165-175. (In Chinese)

[10] 刘朋帅，王晓玮，侯军. 考虑耦合损伤的高低周复合疲劳寿命预测模型[J]. 机械强度，2024，46(5)：1175-1183.
Liu Pengshuai, Wang Xiaowei, Hou Jun. Combined high and low cycle fatigue life prediction model taking account of coupled damage[J]. Journal of Mechanical Strength, 2024, 46(5): 1175-1183. (In Chinese)

[11] 程琴，高建雄，袁逸萍，等. 考虑附加强化效应的金属材料多轴低周疲劳寿命预测模型[J]. 机械强度，2024，46(5)：1200-1206.
Cheng Qin, Gao Jianxiong, Yuan Yiping, et al. Multiaxial low cycle fatigue life prediction model of the metal material considering additional strengthening effect[J]. Journal of Mechanical Strength, 2024, 46(5): 1200-1206. (In Chinese)

[12] 徐礼达，张瑞金，赵硕. 基于弹塑性力学的疲劳裂纹扩展速率的研究[J]. 机械强度，2023，45(3)：607-612.
Xu Lida, Zhang Ruijin, Zhao Shuo. Study on fatigue crack growth rate based on elastic-plastic mechanics[J]. Journal of Mechanical Strength, 2023, 45(3): 607-612. (In Chinese)

[13] Li Z Q, Wang S B, Li J, et al. Study on mechanism of radial long cracks propagation on sliding surface of wheel brake discs [J]. Engineering Failure Analysis, 2024, 159: 108123.

[14] Xie X D, Li Z Q, Domblesky J P, et al. Analysis of deep crack formation and propagation in railway brake discs [J]. Engineering Failure Analysis, 2021, 128: 105600.

［15］石晓玲．高速列车锻钢制动盘热疲劳寿命评估研究［D］．北京：北京交通大学，2016：14-102.
Shi Xiaoling. Study on thermal fatigue life evaluation of forged steel brake disc for high-speed train［D］. Beijing：Beijing Jiaotong University，2016：14-102.（In Chinese）

［16］Lu C，Shen J C，Fu Q，et al. Research on radial crack propagation of railway brake disc under emergency braking conditions［J］. Engineering Failure Analysis，2023，143：106877.

［17］李继山．高速列车合金锻钢制动盘寿命评估研究［D］．北京：铁道部科学研究院，2006：79-85.
Li Jishan. Study on life evaluation of alloy forged steel brake disc for high-speed train［D］. Beijing：China Academy of Railway Sciences，2006：79-85.（In Chinese）

［18］TJ/CL 342—2014 中国标准动车组暂行技术条件［S］.
TJ/CL 342—2014 China standard EMUs interim technical conditions［S］.（In Chinese）

［19］李志强．高速列车制动盘热斑特征及裂纹萌生扩展机制研究［D］．北京：北京交通大学，2016：36-130.
Li Zhiqiang. Study on hot spot characteristics and crack initiation and propagation mechanism of brake disc of high-speed train［D］. Beijing：Beijing Jiaotong University，2016：36-130.（In Chinese）

［20］刘艳萍．焊接桥梁钢疲劳裂纹扩展行为研究［D］．武汉：华中科技大学，2010：50-58.
Liu Yanping. Study on fatigue crack propagation behavior of welded bridge steel［D］. Wuhan：Huazhong University of Science and Technology，2010：50-58.（In Chinese）

［21］Xie D，Biggers S B. Progressive crack growth analysis using interface element based on the virtual crack closure technique［J］. Finite Elements in Analysis and Design，2006，42(11)：977-984.

［22］程靳，赵树山．断裂力学［M］．北京：科学出版社，2006：22-23.
Cheng Jin，Zhao Shushan. Fracture mechanics［M］. Beijing：Science Press，2006：22-23.（In Chinese）

［23］Newman J C Jr，Raju I S. Stress-intensity factor equations for cracks in three-dimensional finite bodies［M］//Fracture Mechanics：Fourteenth Symposium—Volume I：Theory and Analysis. Virginia：ASTM，1983，238-265.

［24］Paris P，Erdogan F. A critical analysis of crack propagation laws［J］. Journal of Basic Engineering，1963，85(4)：528-533.

Analysis of brake disc thermal fatigue behavior of high-speed trains under different braking conditions

WEI Qiushi[1]　**FENG Pei**[2]　**HE Jiahuan**[3]　**ZHAO Jie**[3]　**YE Zhang**[3]　**LU Chun**[3]

(1. Tianjin Rail Transit Operation Group Co., Ltd., Tianjin 300392, China)

(2. Tianjin Urban Rail Consulting Co., Ltd., Tianjin 300392, China)

(3. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: [Objective] To investigate the thermo-mechanical response state and thermal fatigue crack propagation behavior of train brake disc under different braking conditions. [Methods] The three-dimensional cyclic symmetric brake disc finite element model and virtual crack closure technique were used to carry out the thermo-mechanical analysis and crack propagation analysis under emergency braking, common braking and ramp braking conditions. [Results] The temperature and circumferential stress of the brake disc take the maximum point of the friction surface as the origin, and are diffused in a shell shape within the disc body. The circumferential stress on the inner side of the brake disc is greater than that on the outer side, and the deflection degree of the circumferential stress distribution in emergency braking and common braking is greater than that in ramp braking. Furthermore, the magnitude of circumferential stress is not only related to the amplitude of temperature, but also significantly affected by the rate of temperature change. During the braking stage, the circumferential compressive stress of the brake disc first increases and then decreases, and the thermal fatigue crack remains closed under the action of the compressive stress. During the cooling stage, the circumferential stress of the brake disc changes to the tensile state. The thermal fatigue crack gradually opens under the action of tensile stress, and the crack propagation rate increases with the increase of cooling time. Under the emergency braking condition, the crack propagation rate is the largest, and the propagation rate gap on the crack front is the smallest. Under common braking and ramp braking conditions, the crack mainly extends radially towards the outer side of the brake disc.

Key words: Brake disc; Thermal fatigue crack; Temperature field response; Stress field response; Crack propagation

Corresponding author: LU Chun, E-mail: clu@swjtu.edu.cn

Fund: National Natural Science Foundation of China (52105160); Natural Science Foundation of Sichuan Province (2025ZNSFSC0386, 2022NSFSC1877); China Postdoctoral Science Foundation Program (2022M720537); Fundamental Research Funds for the Central Universities (2682025GH009)

Received: 2025-05-01　　Revised: 2025-06-20　　（编辑：李立）