

高速列车通风式制动盘热机耦合响应分析及结构改进

张峻滔, 尤小梅*, 王晓森

沈阳理工大学机械工程学院, 辽宁 沈阳

收稿日期: 2026年7月19日; 录用日期: 2026年8月12日; 发布日期: 2026年8月18日

摘要

针对高速列车通风式制动盘紧急制动过程中的温升及局部热应力集中问题, 建立三维瞬态热机耦合有限元模型, 分析不同制动初速度下制动盘温度场和应力场的演化规律, 并对三种结构改进方案进行对比。结果表明, 随着制动初速度增加, 制动盘峰值温度和峰值等效应力均明显增大; 在160 km/h紧急制动工况下, 两者分别达到239.8℃和248.7 MPa, 散热筋及摩擦环内缘过渡区域为主要应力集中部位。三种改进结构均具有一定的降温和减应力效果, 其中, 在本文所设结构参数下, 径向凹槽结构的改善效果相对较好, 盘面峰值温度和散热筋峰值应力分别降低30.6%和10.5%。研究结果可为高速列车通风式制动盘的结构设计与热疲劳防护提供参考。

关键词

高速列车, 通风式制动盘, 热机耦合, 散热筋, 结构改进

Thermomechanical Coupling Response Analysis and Structural Improvement of Ventilated Brake Discs for High-Speed Trains

Juntao Zhang, Xiaomei You*, Xiaosen Wang

School of Mechanical Engineering, Shenyang Ligong University, Shenyang Liaoning

Received: July 19, 2026; accepted: August 12, 2026; published: August 18, 2026

*通讯作者。

文章引用: 张峻滔, 尤小梅, 王晓森. 高速列车通风式制动盘热机耦合响应分析及结构改进[J]. 建模与仿真, 2026, 15(8): 86-96. DOI: 10.12677/mos.2026.158125

Abstract

A three-dimensional transient thermo-mechanical finite element model was developed to investigate the temperature and stress responses of a ventilated brake disc for high-speed trains under different initial braking speeds. The results show that both peak temperature and peak von Mises stress increase with braking speed. At 160 km/h, they reach 239.8°C and 248.7 MPa, respectively, with pronounced stress concentrations occurring at the cooling ribs and the inner transition region of the friction ring. All three improved structures reduce the peak temperature and stress to varying degrees. Under the structural parameters considered in this study, the radial recess structure shows relatively better performance, reducing the peak surface temperature and peak rib stress by 30.6% and 10.5%, respectively. The results provide a reference for brake-disc structural design and thermal-fatigue prevention.

Keywords

High-Speed Train, Ventilated Brake Disc, Thermo-Mechanical Coupling, Cooling Rib, Structural Improvement

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着高速铁路运行速度和运营密度不断提高, 高速列车制动系统的安全性与可靠性面临更高要求。制动盘作为盘形制动系统中的关键摩擦耗能部件, 在紧急制动过程中通过与闸片摩擦将列车动能转化为热能, 使摩擦面温度在短时间内迅速升高。由于盘面与盘体内部受热和散热条件不同, 制动盘内部易形成明显的非均匀温度场, 并在结构约束作用下产生较大的热应力。长期服役过程中, 局部高温、温度梯度及循环热应力共同作用, 可能引起热疲劳损伤和裂纹萌生。某型制动盘在厂家检修过程中发现散热筋区域存在细小裂纹, 表明该部位可能是制动盘服役过程中的结构薄弱区域。因此, 有必要结合温度场和应力场分析, 研究不同制动工况下散热筋及盘面危险区域的热机耦合响应, 并开展针对性结构改进。

针对制动盘热机耦合问题, 国内外学者已开展了较多研究。张琳琳等[1]建立高速动车组制动盘热力耦合模型, 分析了紧急制动过程中温度场和应力场的演化规律; 张庆贺等[2]考虑接触压力分布和非均匀热流密度, 研究了列车制动盘热机耦合响应; 吕雪梅等[3]进一步考虑接触热阻的影响, 指出局部区域较大的应力波动可能增加热疲劳损伤风险。Zheng 等[4]采用流固热耦合方法分析高速列车半封闭空间内制动盘的散热特性。已有研究表明, 制动盘热机耦合响应受制动速度、热流输入、结构约束及局部几何特征等多种因素共同影响。Jacek Kukulski 等[5]对比了全尺寸测功机试验台的测试结果, 和自行开发的有限元程序的仿真结果, 对制动过程中的热传递展开研究。

在结构改进方面, 现有研究主要集中于散热筋、通风流道及摩擦表面结构优化。田露等[6]通过改变散热筋形式改善通风通道内气流状态和局部换热能力; 刘宏保[7]采用沟槽结构优化摩擦表面的散热性能。上述研究表明, 通过合理设计散热筋、通风流道及摩擦表面结构, 可增加制动盘的有效换热面积、优化热量传递路径并降低局部温度梯度, 从而改善制动盘的热机耦合性能。Mustafa Günay 等[8]的综述提到, 用有限元建模加上原型制造进行研发, 是提高制动系统工作效率和安全性的重要方向。Jacek Kukulski 等

[5]与 Zhihua Sha 等[9]的研究则分别通过全尺寸台架试验验证和能量转换仿真,为结构改进提供了重要的理论依据与仿真方法。

综上所述,本文以某型高速列车轴装通风式制动盘为研究对象,建立热机耦合有限元模型,分析 120 km/h、140 km/h 和 160 km/h 三种制动初速度下温度场与应力场的变化规律,重点识别摩擦环内缘过渡区域及散热筋区域的高温、高应力部位。在此基础上,针对原始结构局部热量积聚、摩擦环内缘及散热筋区域应力集中等问题,提出长散热筋、摩擦面径向沟槽和径向凹槽三种改进方案,并通过统一工况下的仿真对比评价其改善效果,为制动盘结构优化及服役可靠性提升提供参考。

2. 热机耦合分析理论

热机耦合问题的求解主要采用直接耦合法和间接耦合法。制动过程中,闸片与盘面摩擦产生大量热能。若采用直接耦合法同时求解温度场与应力场,不仅计算成本高昂,且极易面临数值不收敛的难题。综合考虑本文研究对象的热机耦合特征、计算效率与求解稳定性,采用间接耦合法开展热机耦合分析。该方法将两大物理场解耦并分步求解:首先计算出制动温度场,随后将温度分布作为热载荷边界条件导入模型以计算应力场,以此完成热机耦合分析。具体的计算流程见图 1。

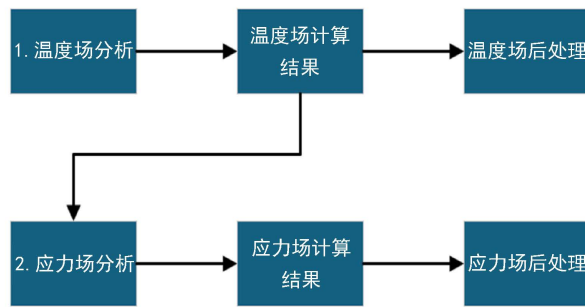


Figure 1. Workflow for the indirect thermo-mechanical coupling analysis of the brake disc
图 1. 制动盘间接耦合计算流程

1) 能量平衡方程

在三维瞬态热机耦合热系统中,各向同性材料的温度演化规律可由能量平衡方程得到:

$$\rho c \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = \text{div}[k \cdot \text{grad}T(x, t)] + Q_v \quad (1)$$

$$-[k \cdot \text{grad}T(x, t)] \cdot n = q_n \quad (2)$$

$$-[k \cdot \text{grad}T(x, t)] \cdot n = h_e (T - T_a) \quad (3)$$

$$-[k \cdot \text{grad}T(x, t)] \cdot n = 0 \quad (4)$$

式中: k 、 n 、 Q_v 、 T_a 、 q_n 分别表示为热传导系数、单位向量、热生成、环境温度以及热流密度,初始温度为 20℃; Q_v 由制动能量转换关系确定,并作为温度场分析中的主要热输入。

总换热系数 h_e 由热辐射系数 h_r 与对流换热系数 h_c 共同组成,由式(5)、式(6)计算得出:

$$h_r = \varepsilon \sigma (T^2 - T_a^2)(T + T_a) \quad (5)$$

$$h_c = \frac{0.036 P_r^{1/3} \lambda \left[\left(\frac{\mu_\infty \cdot L}{\gamma} \right)^{0.8} - 23500 \right]}{2\pi r} \quad (6)$$

式中： σ 为玻尔兹曼常数； ε 为发射系数； P_r 为常数； λ 为导热率； L 为制动盘周长； γ 为动力粘度； r 为制动盘半径； μ_∞ 为盘面空气流动速度。

2) 热流密度计算

高速列车制动过程中耗散的动能大部分以摩擦热的形式集中在制动盘表面，假设热量在有效摩擦接触区域内均匀输入，可根据能量折算关系确定盘面热流密度：

$$q_n(t) = \frac{1}{A} \frac{dQ_v}{dt} = \frac{W\eta(v_0^2 - v^2)}{2nAdt} \quad (7)$$

式中： A 为摩擦面积； t 为制动时间； n 为摩擦片个数； η 为热分配系数，通常 η 取 0.9； W 为轴重。

为了便于在瞬态分析中施加载荷，可将制动过程近似为匀减速运动，热流密度公式由公式(7)微分得出为：

$$q_n(t) = \frac{W\eta a_b(v_0 - a_b t)}{nA} \quad (8)$$

式中： v_0 为制动时初速度； a_b 为制动减速度。

3) 热应力

温度变化形成的热载荷与约束条件共同决定制动盘应力响应，两者共同作用下的应力 - 应变方程为

$$M\ddot{\mu} + C\dot{\mu} + K\mu = F_T + F \quad (9)$$

式中： M 为质量矩阵； C 为阻尼矩阵； K 为刚度矩阵； $\ddot{\mu}$ 为加速度矢量； $\dot{\mu}$ 为速度矢量； μ 为位移矢量； F_T 为温度变化载荷； F 为机械载荷。其中，机械载荷的影响较小，通常忽略不计。

盘面与盘体内部升温速率不同，各区域热膨胀受约束程度存在一定差异，从而产生拉压交替的热应力。其计算公式为

$$\sigma = aE(T - T_0) \quad (10)$$

式中： σ 为热应力； a 为线膨胀系数； E 为弹性模量， T_0 为初始温度； T 为任意时刻温度。

3. 制动盘有限元模型建立及工况设置

3.1. 制动盘结构与相关参数

本文以高速列车铸铁制动盘为研究对象，材料牌号及相关热物理、力学性能参数依据国家标准《灰铸铁件》(GB/T 9439-2023)确定[10]。其中密度(7250 kg/m³)和泊松比取常数，弹性模量、比热容、热膨胀系数及热导率按温度相关参数设置，具体数值见表 1。

Table 1. High-temperature thermo-mechanical properties of HT300 cast iron

表 1. HT300 铸铁材料的高温热力学性能参数

温度/℃	弹性模量/GPa	泊松比	密度/(kg/m ³)	比热容/(J/(kg·K))	热膨胀系数/ $\times 10^{-5}^\circ\text{C}^{-1}$	热导率/(W/(m·K))
20	122.5	0.26	7250	460	1.17	48
100	118	0.26	7250	460	1.17	47.5
200	114	0.26	7250	460	1.17	46
300	109	0.26	7250	535	1.30	45
400	105	0.26	7250	535	1.30	44
500	85	0.26	7250	535	1.25	43

根据制动盘的实际几何特征建立三维实体模型。为降低无关细节对网格质量和计算量的影响，在不改变主要传热路径与承载区域的前提下，对倒角、圆角等局部细节进行简化。模型相关尺寸与几何模型如表 2 和图 2 所示。

Table 2. Dimensions and related parameters of the brake disc
表 2. 制动盘尺寸及相关参数

每轴制动盘数量/ 个	单盘闸片数量/ 个	制动盘摩擦环外径/ mm	制动盘摩擦环内 径/mm	平均摩擦半径/ mm	盘体厚度/ mm	摩擦环厚度/ mm
2	2	640	335	245	110	22

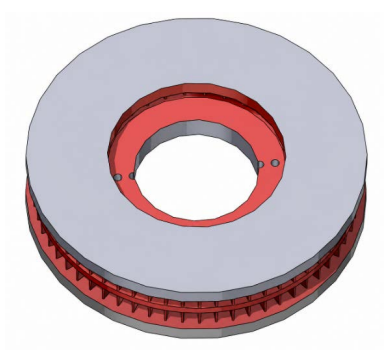


Figure 2. Simplified geometric model of the brake disc
图 2. 制动盘几何模型简化图

3.2. 制动盘工况设置

为保证计算精度，制动盘的摩擦面、散热筋及其他结构区域全采用六面体单元网格进行独立划分，如图 3 所示。

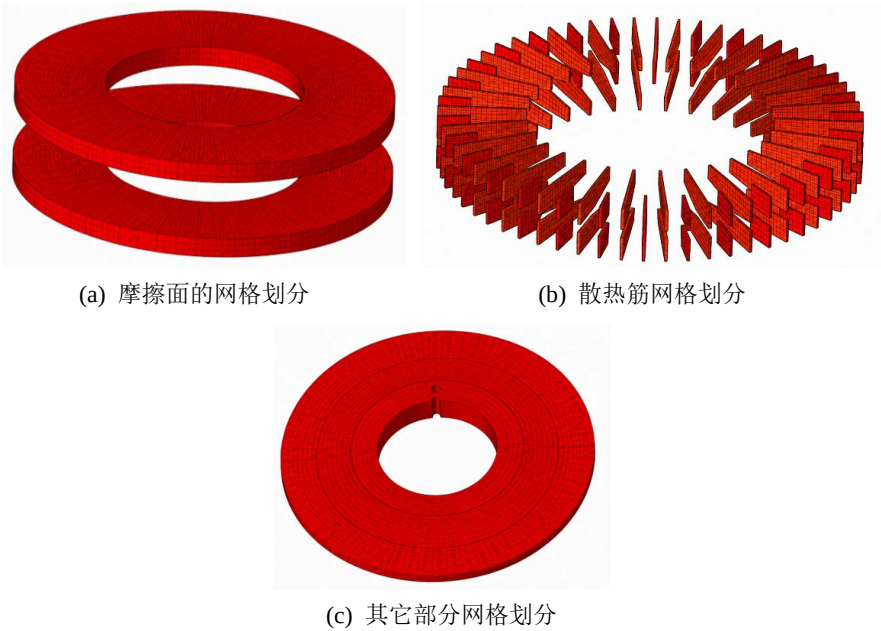


Figure 3. Finite element mesh of the brake disc
图 3. 制动盘网格模型

采用间接耦合方法对制动盘进行热机耦合分析，依次完成温度场与应力场计算。将表 3 所列的 3 种制动工况参数以及表 2 中制动盘尺寸参数代入式(8)，可计算得到不同制动工况下的瞬态热流密度函数。在温度场分析中，使用 DC3D8 单元建立制动盘整盘有限元模型如图 4(a)所示。随后将单元类型转换为 C3D8R，并将温度场计算结果作为预定义场导入模型，根据制动盘与车轴的实际连接形式，对盘毂安装区域施加等效位移约束，并在此基础上开展热应力分析。相应的载荷与边界条件设置如图 4(b)所示。

Table 3. Parameters for the different braking conditions
表 3. 不同制动工况参数

制动工况	初速度/(km/h)	制动减速度/(m/s ²)	单盘分担质量/t	制动时间/s	热流密度函数(W/m ²)
160 km/h 紧急制动	160	0.85	9	52.5	610942.50 - 11637.0 × t
140 km/h 紧急制动	140	0.85	9	45.7	532427.22 - 11637.0 × t
120 km/h 紧急制动	120	0.85	9	39.2	456307.52 - 11637.0 × t

注：制动初速度、单盘分担质量及制动减速度等原始工况参数来源于制动盘生产企业提供的技术资料；制动时间按照匀减速条件计算，热流密度函数根据式(8)计算得到。

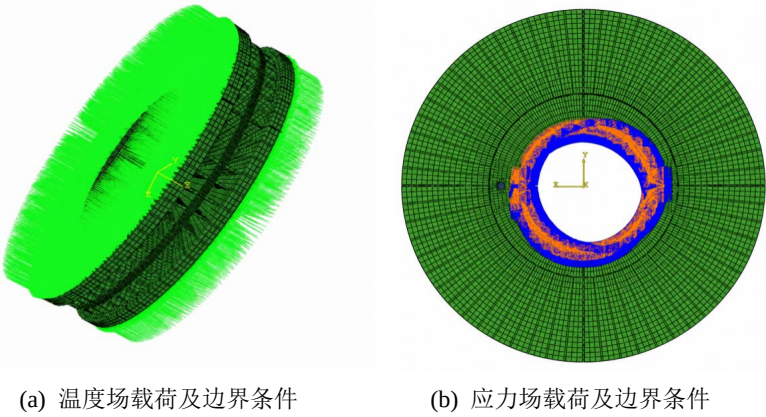
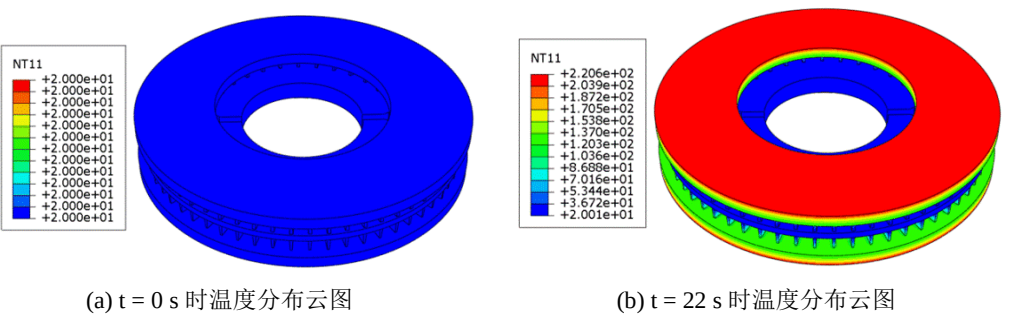


Figure 4. Indirectly coupled thermo-mechanical model of the brake disc
图 4. 制动盘间接耦合模型

4. 制动盘热机耦合特性分析

针对 120 km/h、140 km/h 和 160 km/h 三种初始速度下的紧急制动工况，本文分别对制动盘进行了热机耦合仿真分析。仿真结果表明，三种工况下制动盘温度场的演化规律基本一致。为避免重复并突出高速制动工况下的温度分布特征，本文选取 160 km/h 工况作为重点分析对象，其温度场分布云图如图 5 所示。



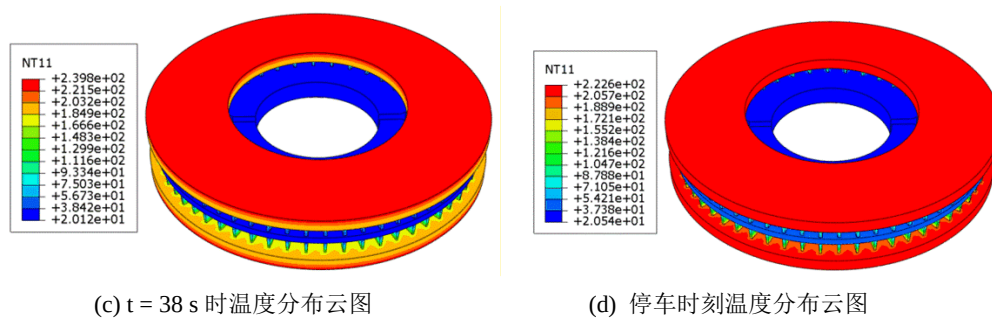


Figure 5. Surface temperature contours of the brake disc during braking

图 5. 制动过程中制动盘表面温度场分布云图

由图 5 可知, 在 160 km/h 紧急制动工况下, 制动盘的最高温度首先出现在摩擦接触表面, 并在制动开始后 38 s 达到 239.8 °C 的峰值。制动初期, 摩擦热主要由盘面吸收, 因此摩擦面近表层约 3 mm 范围内温度上升最为迅速, 轴向温度梯度也随之形成。随着制动过程的持续, 热量进一步沿制动盘厚度方向及周向向内部扩散, 盘面中部温度不断累积, 而盘毂和散热筋区域由于热传导存在滞后, 升温相对较慢。制动后期, 随着热流输入逐渐减小, 盘面温度在达到峰值后开始下降, 而热量仍持续向盘体内部传递, 制动盘各区域之间的温差逐渐减小。

为进一步比较不同初始速度对制动盘热响应的影响, 分别提取 120 km/h、140 km/h 和 160 km/h 三种工况下摩擦面最高温度节点的温度时间历程, 其变化曲线如图 6 所示。由图可知, 三种工况下节点温度均随制动过程的推进逐渐升高, 并在达到峰值后进入降温阶段。随着初始制动速度的增加, 车辆需要耗散的动能增大, 制动过程中转化并输入制动盘的摩擦热量相应增加, 因此制动盘的温升幅度和最高温度均呈明显上升趋势。

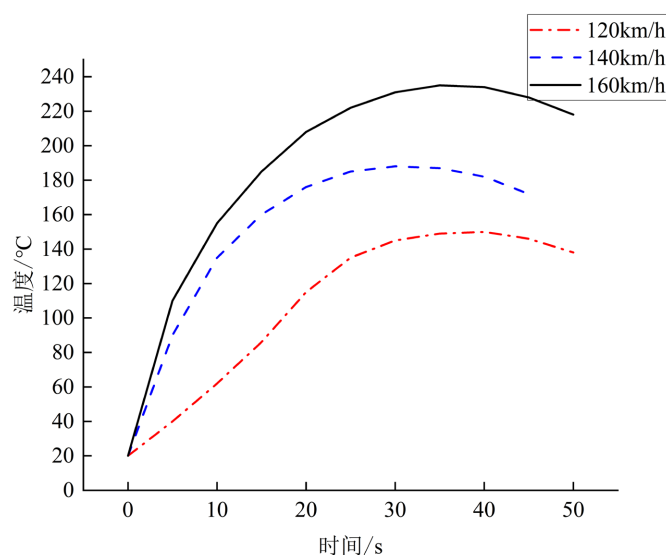


Figure 6. Temperature histories under different braking conditions

图 6. 不同制动工况下温度变化规律

在获取温度场演变规律的基础上, 本文进一步开展了各工况下的应力分布计算。此处继续以 160 km/h 紧急制动工况为例, 该制动全周期内的等效 von Mises 应力分布云图详见图 7。

由图 7 可知, 160 km/h 紧急制动时, 制动盘 Mises 应力随温升迅速增大。38 s 时最大应力约为 248.1

MPa, 43.2 s 时达到峰值 248.7 MPa, 较最高温度时刻略有滞后, 说明热量继续向盘体内部传递后, 温度梯度和结构约束仍会促使应力累积。制动停止时最大应力仍约为 246.9 MPa, 总体来看, 散热筋根部、散热筋端部以及摩擦环内缘过渡区域是制动过程中较为明显的应力集中位置, 其中散热筋区域应作为后续结构改进和服役检修的重点关注部位。

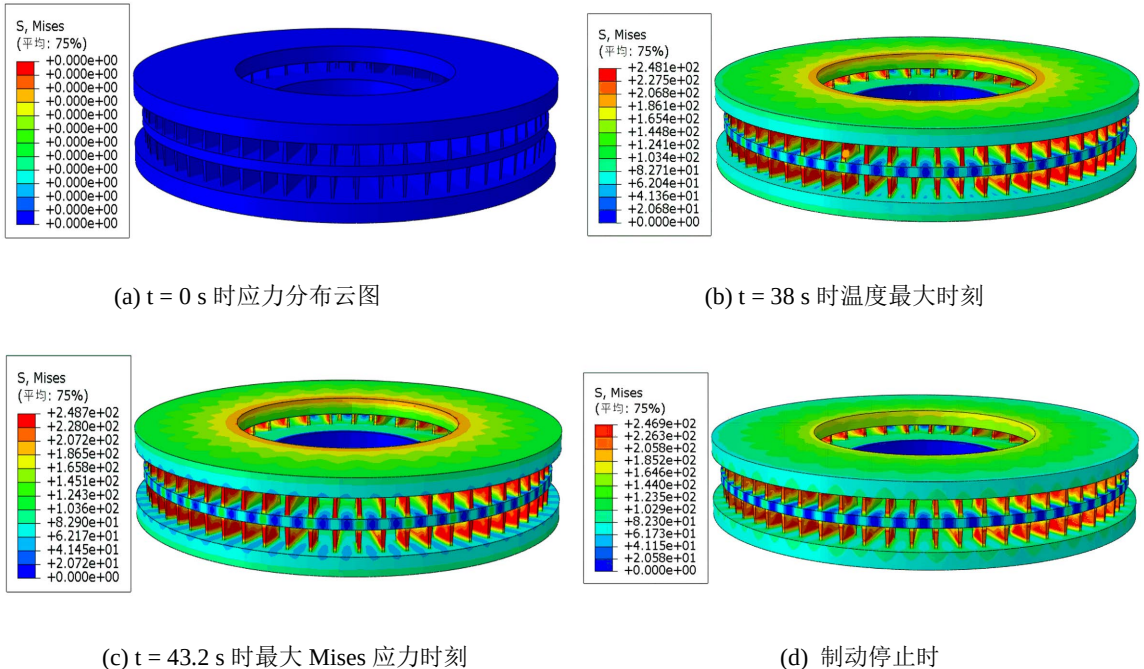


Figure 7. Surface von Mises stress contours of the brake disc during braking
图 7. 制动过程中制动盘表面 von Mises 应力场分布云图

为比较不同初始制动速度下制动盘的应力响应特征, 提取各工况下散热筋根部节点的应力时间历程, 其变化曲线如图 8 所示。

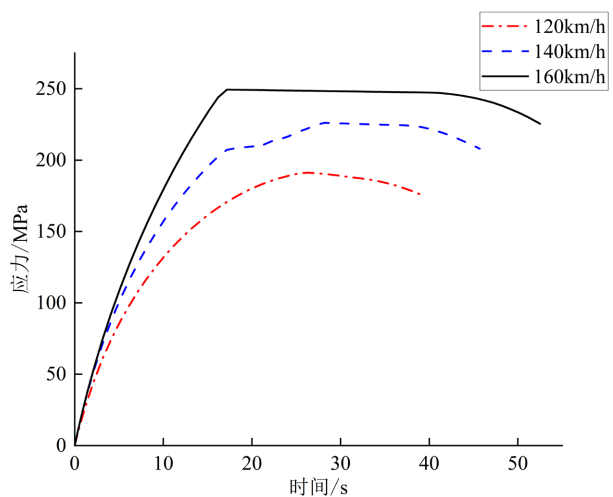


Figure 8. Time histories of von Mises stress at the cooling-rib root under different braking conditions
图 8. 不同制动工况下散热筋根部节点的 von Mises 等效应力时间历程

由图 8 可知, 三种制动工况下 Mises 应力均呈先快速增大、达到峰值后缓慢下降的变化规律。随着制动初速度由 120 km/h 提高至 160 km/h, 应力峰值由约 190 MPa 增大至约 250 MPa, 表明制动速度越高, 制动盘热负荷和温度梯度越大, 热应力水平也越高。其中, 160 km/h 工况下高应力维持时间较长, 说明高速紧急制动对制动盘结构安全性影响最为显著。

综上, 随着制动初速度提高, 制动盘峰值温度和散热筋根部特征节点的 Mises 应力均明显增大, 且应力峰值略滞后于温度峰值。散热筋及其连接过渡区域应力集中较为突出, 因此后续结构改进应重点提升散热能力并降低局部应力集中。

5. 制动盘结构改进与对比分析

5.1. 结构改进方案

针对原始制动盘结构存在的问题, 提出以下三种结构改进方案:

1) 长散热筋结构

将原始制动盘内部的一短一长散热筋改为等长径向散热筋, 保持筋板厚度、高度与间距不变。该方案通过延长散热筋长度, 增加了有效散热面积。如图 9(a)所示。

2) 摩擦面径向沟槽结构

在制动盘上下摩擦表面加工沿径向贯通的沟槽, 如图 9(b)所示为径向沟槽制动盘, 内半径 r_1 为 170 mm, 外半径 r_2 为 320 mm, 厚度 D_1 为 20 mm, 制动盘表面每隔 30° 分布有深度 D_2 为 5 mm、夹角为 1° 的放射状沟槽。

3) 摩擦面径向凹槽结构

在径向沟槽结构的基础上, 将贯通式沟槽改为半封闭的凹槽结构, 如图 9(c)所示为径向凹槽制动盘, 内半径 r_1 为 170 mm, 外半径 r_2 为 320 mm, 厚度 D_1 为 20 mm, 单个凹槽长为 20 mm, 深度 D_2 为 5 mm, 每 3 个凹槽沿制动盘径向分布为一组, 每隔 30° 分布一组, 同一组之间相邻凹坑之间距离为 20 mm。

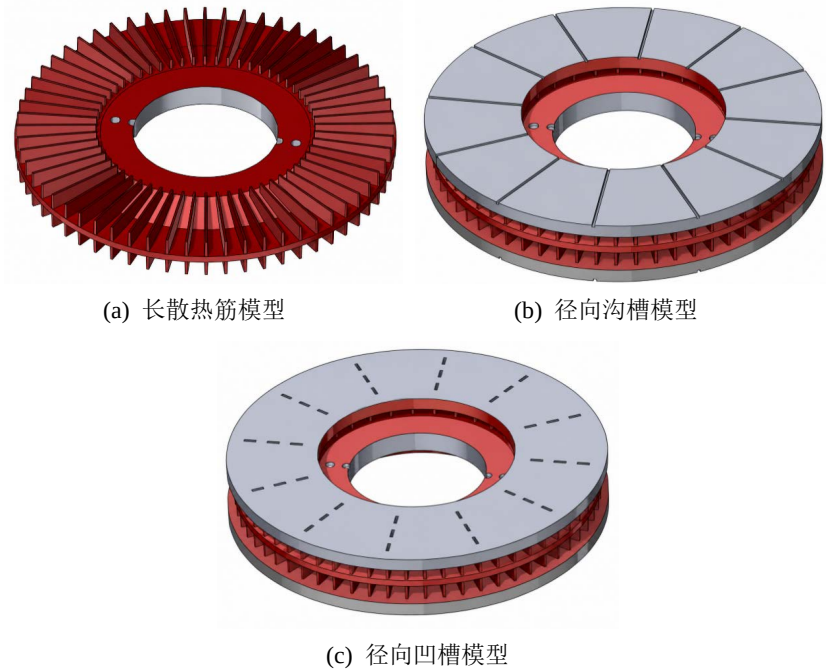


Figure 9. Geometric models of the three structural improvement schemes
图 9. 三种结构改进方案的几何模型

沟槽深度 5 mm、凹槽长度 20 mm 及 30°周向布置间隔,是在综合考虑原制动盘摩擦环尺寸、槽底剩余厚度、周向布置均匀性及加工可实现性的基础上选取的代表性参数。本文未开展参数敏感性分析,因此相关结果仅用于比较不同结构形式的相对改善效果,不代表上述参数为最优值。

5.2. 结果对比与分析

为初步筛选具有较好热机耦合性能的结构改进方案,本文选取 120 km/h 紧急制动工况作为统一对比工况。前述分析表明,不同制动初速度下制动盘温度场和应力场的演化规律基本一致,因此可通过该工况比较不同结构方案的相对改善效果。考虑到径向沟槽和径向凹槽会改变制动盘的有效摩擦面积,根据各模型的实际有效摩擦面积重新折算热流密度,以保证各结构在制动全过程中的总摩擦热输入一致;同时,各模型的材料参数、初始温度、制动工况及换热边界条件均保持不变。在此基础上,以盘面峰值温度和散热筋峰值 von Mises 应力为评价指标,对原始结构及三种改进结构的热机耦合响应进行对比,结果见表 4。

Table 4. Comparison of peak temperature and peak von Mises stress among different structural configurations
表 4. 不同结构方案峰值温度与峰值 von Mises 应力对比

结构方案	盘面峰值温度/℃	相对降幅/%	散热筋峰值应力/MPa	相对降幅%
原始结构	152.1	—	191.2	—
长散热筋	130.5	约 14.2	180.1	5.8
径向沟槽	108.3	约 28.8	173.6	9.2
径向凹槽	105.6	约 30.6	171.1	10.5

计算结果表明,在相同制动工况和热输入条件下,径向凹槽结构的盘面峰值温度和散热筋峰值应力均略低于径向沟槽结构。其原因可能在于,贯通沟槽切断了摩擦环局部的环向连续材料,使周向传热路径和承载路径出现不连续;非贯通凹槽在增加有效散热面积的同时,保留了较完整的环向材料连续性,有利于热量扩散,并减弱局部刚度突变及应力集中。因此,在本文所设参数下,径向凹槽结构表现出相对较好的综合改善效果。由于本文未对槽内流场进行计算,凹槽是否存在涡流强化换热作用尚不能确定,仍需进一步研究。

综合比较可知,在本文所设结构参数和制动工况下,径向凹槽结构的降温和减应力效果相对较好,可作为后续进一步优化的基础方案。

6. 结论

- (1) 本文通过建立高速列车通风式制动盘瞬态热机耦合模型,揭示了紧急制动过程中热量传递、温度梯度形成及热应力演化之间的关系,并确定了制动盘的主要危险区域。
- (2) 制动初速度升高会加剧摩擦面热量积聚和盘体内部温度不均匀性,使散热筋根部、端部及摩擦环内缘过渡区域承受较高热应力。相比单纯延长散热筋,改变摩擦表面局部结构的降温和减应力效果更加明显。在本文所设参数下,径向凹槽结构表现出较好的综合改善效果,盘面峰值温度和散热筋峰值应力分别降低约 30.6%和 10.5%。
- (3) 本文仅对特定结构参数和紧急制动工况进行了数值分析,尚未考虑复杂流场、连续制动及制造工艺等因素。后续可结合流固热耦合计算、参数优化和台架试验,进一步验证改进结构的散热性能及热疲劳可靠性。

参考文献

- [1] 张琳琳, 严春晨, 秦志英, 等. 高速动车组制动盘热力耦合分析[J]. 河北工业科技, 2022, 39(5): 349-357.
- [2] 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.
- [3] 吕雪梅, 王曦, 罗明生. 考虑接触热阻的高速列车制动盘热机耦合行为分析[J]. 机械工程学报, 2021, 57(22): 296-304.
- [4] Zheng, S.Z., Ding, J.X. and Zuo, J.Y. (2024) Research on Heat Dissipation of Brake Disc in the Semi-Enclosed Space under High-Speed Train Based on Fluid-Solid-Thermal Coupling Method. *Case Studies in Thermal Engineering*, **56**, Article ID: 104295. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.104295>
- [5] Kukulski, J., Wolff, A. and Walczak, S. (2023) Selected Simulation and Experimental Studies of the Heat Transfer Process in the Railway Disc Brake in High-Speed Trains. *Energies*, **16**, Article No. 4514. <https://doi.org/10.3390/en16114514>
- [6] 田露, 郝学军. 基于有限元法的高速列车制动盘散热筋结构优化研究[J]. 新型工业化, 2021, 11(4): 253-256.
- [7] 刘宏保. 基于热-机耦合仿真的沟槽制动盘织构优化设计及振动噪声评估[D]: [硕士学位论文]. 重庆: 重庆交通大学, 2025.
- [8] Günay, M., Korkmaz, M.E. and Özmen, R. (2020) An Investigation on Braking Systems Used in Railway Vehicles. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, **23**, 421-431. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2020.01.009>
- [9] Sha, Z., Lu, J., Hao, Q., Yin, J., Liu, Y. and Zhang, S. (2022) Numerical Simulation of Heat Production and Dissipation of Ventilated Brake Disc for High-Speed Trains under the Action of the Flow Field. *Applied Sciences*, **12**, Article No. 10739. <https://doi.org/10.3390/app122110739>
- [10] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. GB/T 9439-2023. 灰铸铁件[S]. 北京: 中国标准出版社, 2023.