

多物理场耦合驱动的新能源汽车轻质制动盘结构设计

崔鑫垚, 张云鹏, 任姿璇, 杨智勇*

北京交通大学机械与电子控制工程学院, 北京

收稿日期: 2025年4月23日; 录用日期: 2025年5月16日; 发布日期: 2025年5月26日

摘要

在“碳达峰”与“碳中和”的战略目标下, 新能源汽车轻量化技术成为关键发展方向。制动盘作为簧下质量的核心部件, 其轻量化设计对整车性能提升具有重要意义。本研究旨在基于碳化硅颗粒增强铝基(SiCp/A356)复合材料, 设计一种高性能轻量化制动盘结构。通过Star CCM+仿真平台建立制动盘流场模型, 分析六种不同散热筋结构对制动系统流场行为的影响, 并对比流场分布形态和表面传热系数等参数。筛选最优散热筋构型后, 基于ANSYS APDL平台构建多物理场耦合数值分析体系, 集成传热学、流体力学与结构力学模型, 对制动盘结构进行全工况仿真与迭代优化。研究表明, 散热筋几何构型显著影响制动盘散热性能, 优化后的结构在流场分布和传热性能上均表现优异。多物理场耦合分析进一步验证了该结构在热力学性能与机械强度方面的可靠性, 最终确定的轻量化制动盘设计方案满足实际应用需求, 兼具仿真效率与工程可行性, 有助于进一步提升新能源汽车制动系统性能。

关键词

新能源汽车, 轻量化制动盘, 结构设计, 热-流-固耦合

Multi-Physics Coupling-Driven Structural Design of Lightweight Brake Discs for New Energy Vehicles

Xinyao Cui, Yunpeng Zhang, Zixuan Ren, Zhiyong Yang*

School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing

Received: Apr. 23rd, 2025; accepted: May 16th, 2025; published: May 26th, 2025

*通讯作者。

文章引用: 崔鑫垚, 张云鹏, 任姿璇, 杨智勇. 多物理场耦合驱动的新能源汽车轻质制动盘结构设计[J]. 建模与仿真, 2025, 14(5): 727-744. DOI: 10.12677/mos.2025.145429

Abstract

Under the strategic goals of “carbon peak” and “carbon neutrality,” lightweight technology for new energy vehicles has emerged as a critical development direction. As a core component of unsprung mass, the lightweight design of brake discs holds significant importance for enhancing overall vehicle performance. This study aims to develop a high-performance, lightweight brake disc structure based on silicon carbide particle-reinforced aluminum matrix (SiCp/A356) composites. Using the Star CCM+ simulation platform, a flow field model of the brake disc was established to analyze the influence of six different cooling rib structures on the flow behavior of the braking system, with comparisons made on parameters such as flow field distribution patterns and surface heat transfer coefficients. After selecting the optimal cooling rib configuration, a multi-physics-coupled numerical analysis framework was constructed on the ANSYS APDL platform, integrating heat transfer, fluid dynamics, and structural mechanics models to perform full-scenario simulations and iterative optimization of the brake disc structure. The research demonstrates that the geometric configuration of cooling ribs significantly impacts the thermal dissipation performance of the brake disc, with the optimized structure exhibiting superior flow field distribution and heat transfer efficiency. The multi-physics-coupled analysis further verifies the reliability of this structure in terms of thermodynamic performance and mechanical strength. The finalized lightweight brake disc design meets practical application requirements, balancing simulation efficiency and engineering feasibility, thereby contributing to the further enhancement of braking system performance in new energy vehicles. This translation maintains an academic tone suitable for journal publications, ensuring technical accuracy while adhering to formal scientific writing conventions.

Keywords

New Energy Vehicle, Lightweight Brake Disc, Structural Design, Thermal-Fluid-Structural Coupling

Copyright © 2025 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

制动盘作为车辆制动系统的核心部件，其性能直接影响制动的安全性与可靠性[1]。轻量化设计在降低整车能耗的同时[2]，需重点解决高频制动工况下的散热问题，避免因热积累引发热应力增大、制动效能衰退等安全隐患。当前研究聚焦于材料创新、先进制造工艺及热管理技术等维度[3]和结构优化(尤其是散热筋的拓扑设计与空间布局[4])，旨在实现质量控制与散热效能的协同优化，这对提升新能源汽车综合性能具有关键作用。

汽车轻量化技术中，材料替代[5]相较传统结构优化展现出更显著的减重潜力。孙文龙[6]研究表明，铝合金、镁合金轮毂较钢制轮毂分别减重 23.08%和 41.03%；李雨菲[7]采用玻璃纤维增强树脂优化板簧结构，实现质量降低 50%；宋瑞瑞[8]证实铝合金车身可减重 35%~40%，电池与底盘系统减重幅度达 15%~30%。当前车身、底盘等部件轻量化技术已趋成熟，但制动盘因散热与强度耦合约束，仍面临轻量化技术瓶颈，因此突破该领域对完善新能源汽车轻量化体系具有重要工程价值。

制动盘材料性能直接影响制动效能与可靠性。目前商用主流为灰铸铁和金属基复合材料[9]，技术迭代较慢。虽已发展出铝基碳化硅和陶瓷基复合材料等高性能材料，但实际应用仍受成本、工艺和热稳定

性制约。郑志伟[10]采用氮碳共渗处理高碳当量灰铸铁制动盘，自腐蚀/点蚀电位提升了 31.35%/15.91%，疲劳寿命延长了 52.11%。LI [11]等指出陶瓷基摩擦材料具备高耐热、耐磨及耐腐蚀优势，可替代金属材料。杨智勇[12]等通过仿真优化铝基复合材料制动盘摩擦面厚度及散热筋布局，结合结构组合设计开发出 280 km/h 高速制动盘，热应力与热容量均达标，可靠性验证实现轻量化。

汽车制动盘主要分为实心式与通风式两类[13]，其中通风式因散热优势成为研究重点。其结构优化需在保证强度的前提下，通过尺寸/形状调整[8]实现性能提升。安禄伟[14]采用 SiCp/A356 复合材料优化散热筋结构，使制动盘减重 54.8%且综合性能增强；M-Munisamy K. [15]发现通风叶片倾斜 45°可使对流传热系数提升 51%，揭示了湍流与层流传热机制差异；Hackert [16]指出减薄厚度会改变热应力分布，需通过摩擦环与法兰轴向位置优化平衡轻量化与可靠性。当前研究形成了“材料-结构-工艺”协同优化的路径，为高性能通风制动盘设计提供了理论支撑。

本文旨在探讨不同散热筋结构及其布置形式对制动盘制动过程中流场、温度场和应力场的影响。通过对比各种结构设计的技术和经济性，评估其在新能源汽车轻质制动盘中的应用可行性，为后续结构设计提供理论依据。

2. 汽车制动盘流场分析模型构建

2.1. 几何模型的建立

为了提升计算效率，在保证流场模拟精度的前提下，对制动盘系统的关键部件进行了合理简化。由于轮毂结构主要通过轮辋内侧的圆形主体影响制动盘周围的气流流动状态，因此在建模时保留了这一关键特征，同时省略了轮缘、胎圈座等对流场影响较小的细节结构。对于制动盘模型，忽略了圆角、倒角和拔模斜度等工艺性特征，并对法兰连接处封闭的螺栓孔和中心孔进行了简化处理。车轴则直接简化为圆柱结构。这些简化处理既保持了影响流场的主要特征，又显著提高了计算效率，为后续流场分析奠定了合理的模型基础。简化后的仿真模型如图 1 所示。

根据汽车实际行驶中制动盘的位置与车轮滚动半径(371 mm)，建立 1500 mm × 800 mm × 600 mm 长方体空气域模拟外部气流。由于制动时轮毂、制动盘与车轴同步旋转，其内部流场复杂，需单独设置略大于实体的旋转空气域模拟旋转效应，避免与静止空气域直接接触导致计算失真。旋转域与静止域通过界面耦合，精确反映制动工况下的气流动态特性。具体模型如图 2 所示，该旋转空气域相对于制动盘装配体为相对静止状态。

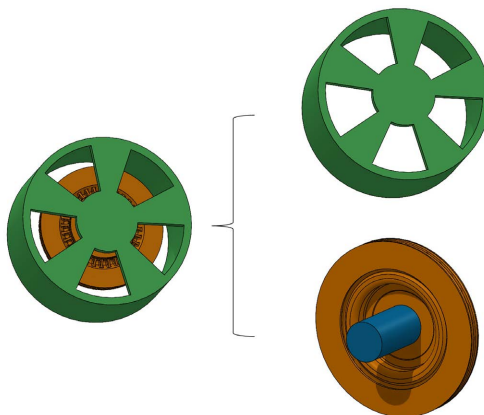


Figure 1. Simplified simulation model

图 1. 仿真简化模型

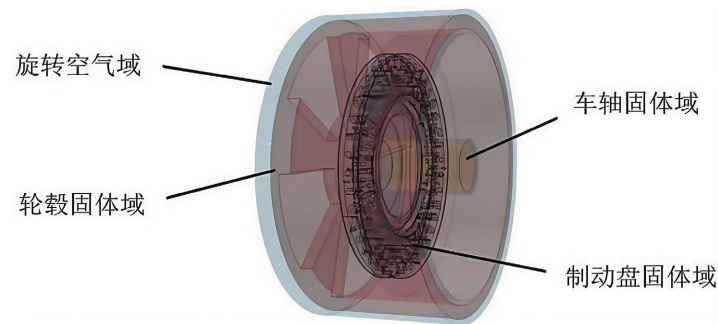


Figure 2. Rotating air domain model
图 2. 旋转空气域模型

通过布尔运算分割计算域，生成旋转域(含制动盘/轮毂/车轴)及外部静止空气域。设置右侧为速度入口，左侧为压力出口，车轴接触面为对称平面，其余表面为壁面。旋转域内制动盘、车轴、轮毂及旋转空气域以顺时针方向模拟实际转动工况，确保流场动态特征的高度还原。计算域示意图如图 3 所示。

在流场计算域的网格划分过程中，采用了多面体网格类型。首先对计算域表面进行重构处理，设置最小表面网格尺寸为 5 mm，最大表面网格尺寸为 20 mm。网格划分采用渐变式方案，从制动盘区域向外径向发散，网格尺寸逐步增大，面网格增长率控制在 1.3。完成表面网格划分后，再进一步生成体网格，确保整个计算域的网格质量满足仿真精度要求。选取计算域中的制动盘中间平面观察其网格结构，如图 4 所示。

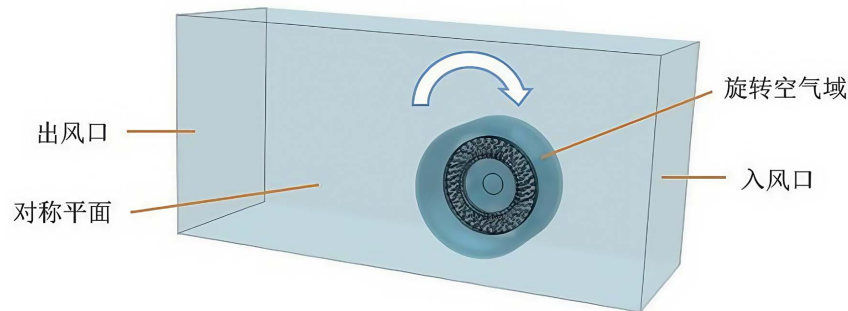


Figure 3. Computational domain model
图 3. 计算域模型

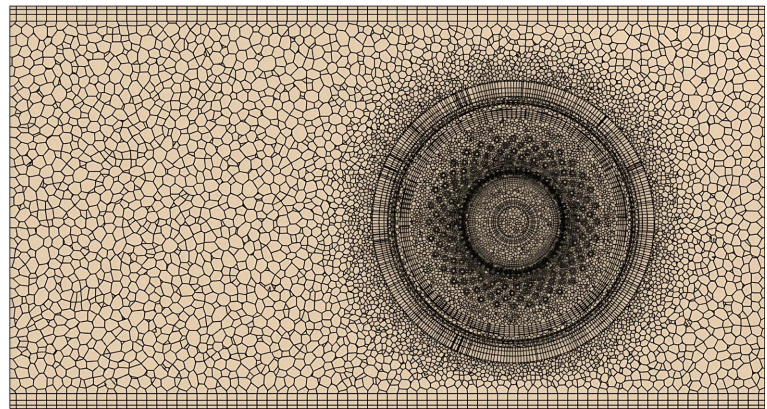


Figure 4. Intermediate plane meshing diagram
图 4. 中间平面网格划分图

2.2. 物理模型的创建

计算域包含流体域(空气域、旋转空气域)和固体域(制动盘、轮毂、车轴)。流体域采用不可压缩假设,应用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型求解; 固体域定义为恒密度铝合金(制动盘、轮毂)和钢(车轴)。

2.3. 边界条件

对于边界条件, 通过设置旋转空气域和空气域来模拟行驶过程中制动盘周围的空气流动, 在本次研究中, 汽车行驶的速度分别设定为 30 km/h、60 km/h、90 km/h、120 km/h、150 km/h、180 km/h, 其对应的制动盘、车轴、轮毂与旋转空气域旋转速率分别为 3.575 r/s、7.15 r/s、10.725 r/s、14.3 r/s、17.875 r/s、21.45 r/s。

2.4. 散热筋设计

制动盘作为汽车制动系统的核心部件, 其结构设计会显著影响制动时的温度场演变和应力分布特性。特别是采用铝合金材质的制动盘, 在高温工况下易出现热衰退现象, 这会直接威胁制动安全性。为有效控制制动过程中的温升幅度, 工程上普遍采用通风式制动盘结构方案。在该类结构设计中, 散热筋的几何构型与空间排布方式具有决定性作用, 其设计优劣将直接决定制动盘内部气流组织的换热效率。

在本次研究中, 主要对图 5 所示的六种散热筋结构开展流场分析, 速度设定为 120 km/h。

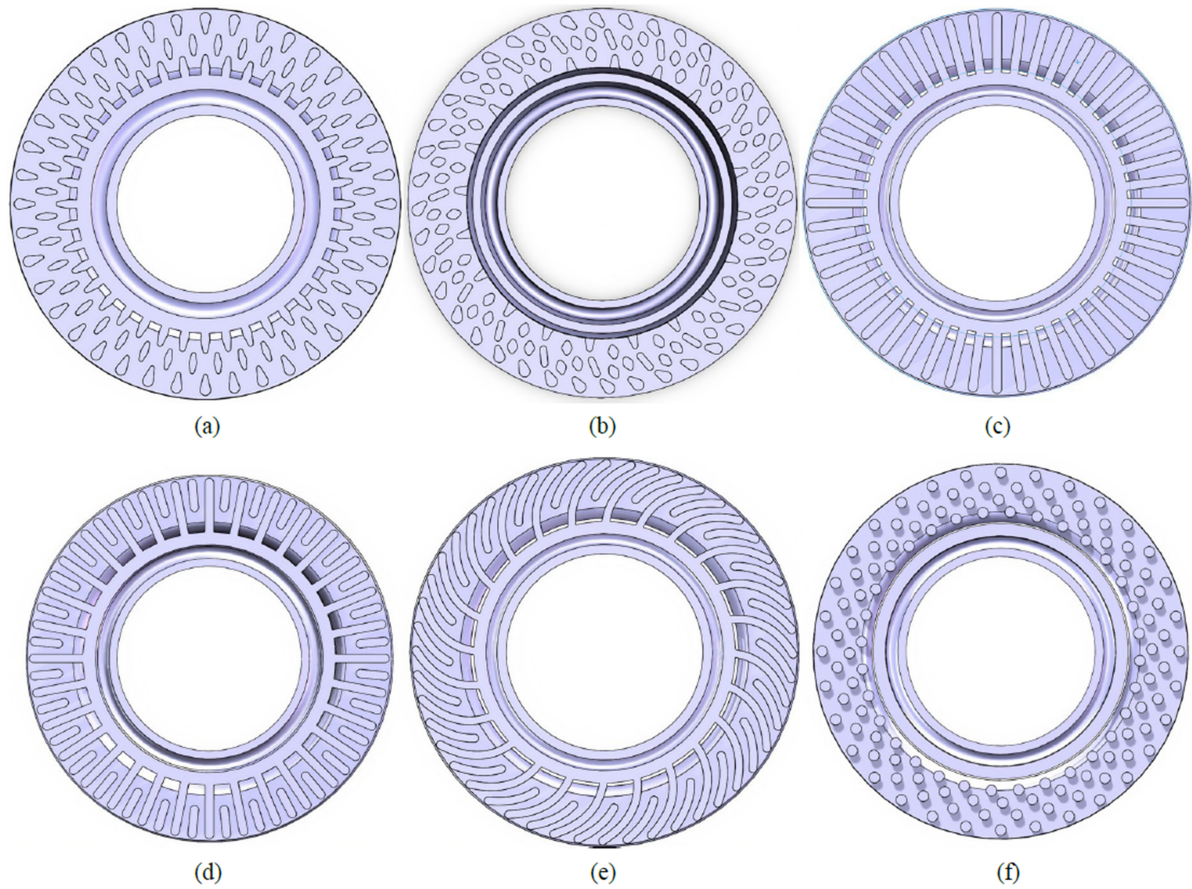


Figure 5. Rib structure: (a) Plate-column; (b) Spiral stirrups; (c) Plate; (d) Long and short plate; (e) Long and short arc; (f) Columnar

图 5. 散热筋结构: (a) 板柱状; (b) 旋型点筋; (c) 板状; (d) 长短板; (e) 长短弧; (f) 柱状

2.5. 流场仿真及结果分析

2.5.1. 速度流场分析

对六种散热筋结构的制动盘开展了汽车在 120 km/h 行驶速度下的流场仿真分析, 通过后处理得到不同散热筋结构制动盘通风道内部在旋转坐标系下的速度云图, 如图 6 所示。

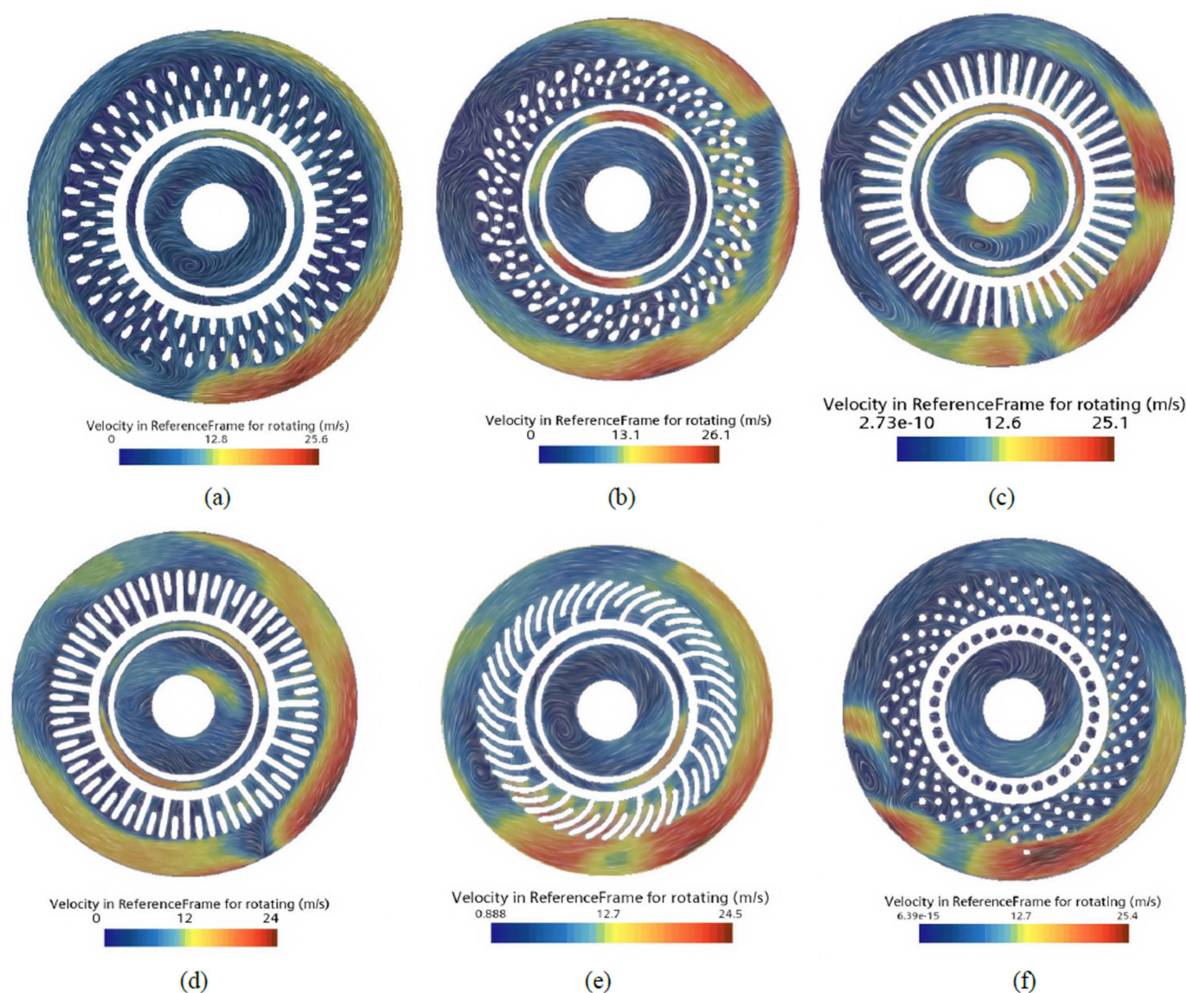


Figure 6. Velocity cloud diagrams for six distinct cooling fin configurations at 120 km/h: (a) Plate-column; (b) Spiral stirrups; (c) Plate; (d) Long and short plate; (e) Long and short arc; (f) Columnar

图 6. 6 种不同散热筋结构在 120 km/h 下的速度云图: (a) 板柱状; (b) 旋型点筋; (c) 板状; (d) 长短板; (e) 长短弧状; (f) 柱状

图 6 展示了六种散热筋结构制动盘的流场特性。制动盘均为在水平向左气流条件下顺时针旋转。由图可得六种散热筋结构的制动盘流速分布呈现相似规律: 迎风面气流由外径经散热通道流向内径, 背风面则形成内径吸入、外径排出的流动模式。

而经过对比可得: 长短板和板状结构在散热筋内部结构有着更高的空气流速; 柱状散热筋结构在入口区域表现出较高的气流速度, 但在流经散热通道后速度显著下降, 该结构的最内圈散热筋根部存在明显的局部高速区, 这一现象可能引发局部换热效率不均和热应力集中风险; 长短弧独特的弧状结构则为其提供了最佳的通道内气流流通效率; 对于旋型点筋结构, 其流场出现了几种结构中的最高速度, 但其通道内部空气流通较差; 综上所述, 长短弧结构的内部空气流通性能最佳, 板状结构次之。

在流场整体均匀性方面,板柱状最为均匀,能够提供更均匀的气流分布,从而改善整体散热性能和热应力分布;板状、长短弧状与柱状结构在迎风处、背风处均存在涡流,存在局部空气流动高速区域;而旋型点筋结构由于其散热筋排列特点,导致制动盘背风侧出现了多处涡流,其流场分布均匀性表现最差;整体流场均匀性为板柱状 > 柱状 > 板状 > 长短板状 > 长短弧状 > 旋型点筋。

2.5.2. 表面对流换热分析

通过后处理得到 120 km/h 下六种散热筋表面及其对应底面对流换热系数(Heat Transfer Coefficient, 简称 HTC)的分布云图,如图 7 所示。

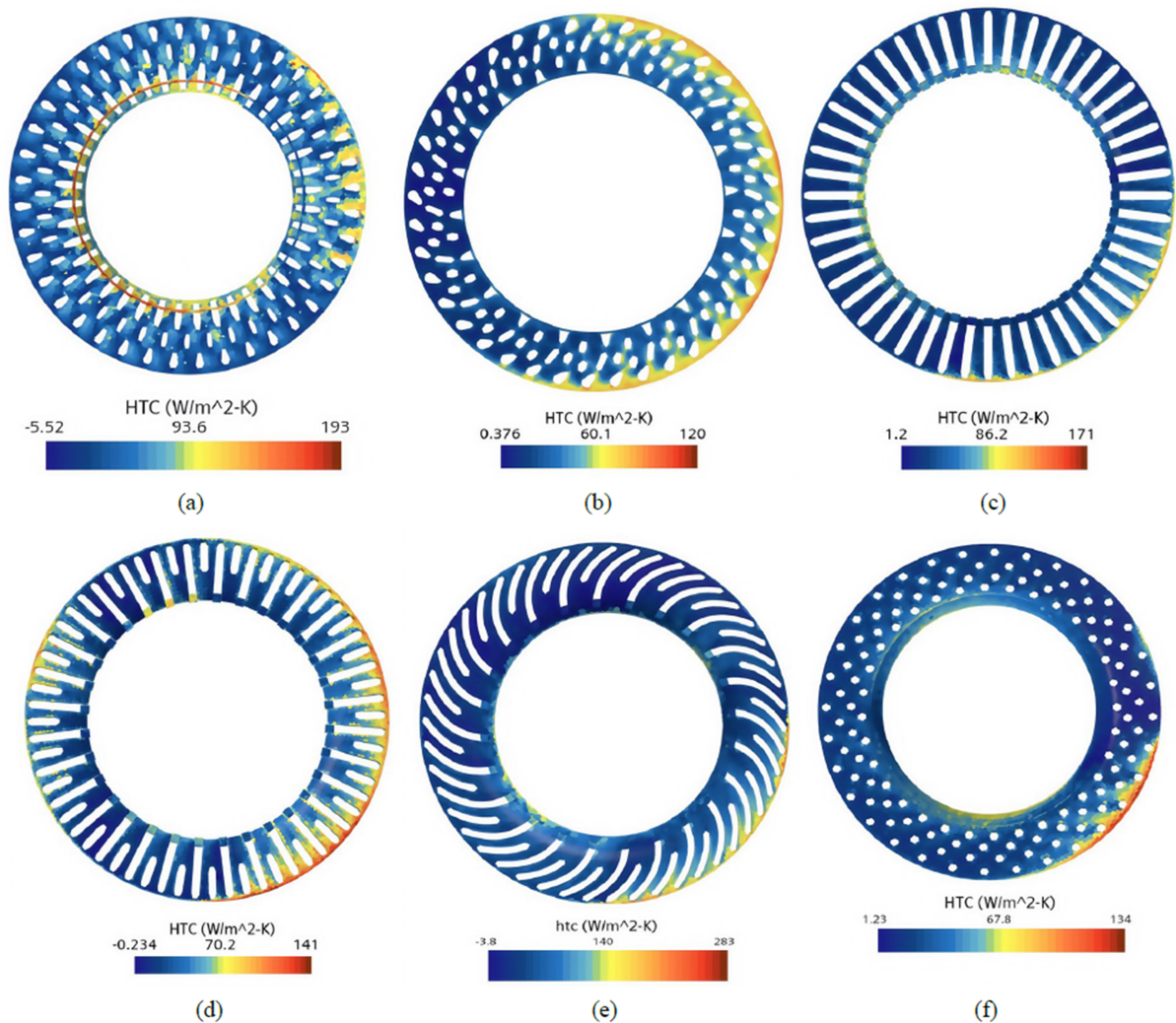


Figure 7. Contour plot of convective heat transfer coefficient distribution: (a) Plate-column; (b) Spiral stirrups; (c) Plate; (d) Long and short plate; (e) Long and short arc; (f) Columnar

图 7. 对流换热系数分布云图: (a) 板柱状; (b) 旋型点筋; (c) 板状; (d) 长短板; (e) 长短弧状; (f) 柱状

从图 7 可以看出,制动盘的对流换热分布与流场速度分布密切相关:高流速区域的对流换热系数较大,而低流速区域的对流换热系数较小。具体表现为:迎风侧表面的换热效果优于背风侧;在背风侧,内径散热筋表面的换热效果强于外径处。换热系数最大值依次为长短弧状 > 板柱状 > 旋型点筋 > 板状 > 长短板状 > 柱状,整体换热系数均匀性为柱状 > 板柱状 > 板状 > 长短板状 > 长短弧状 > 旋

形点筋。

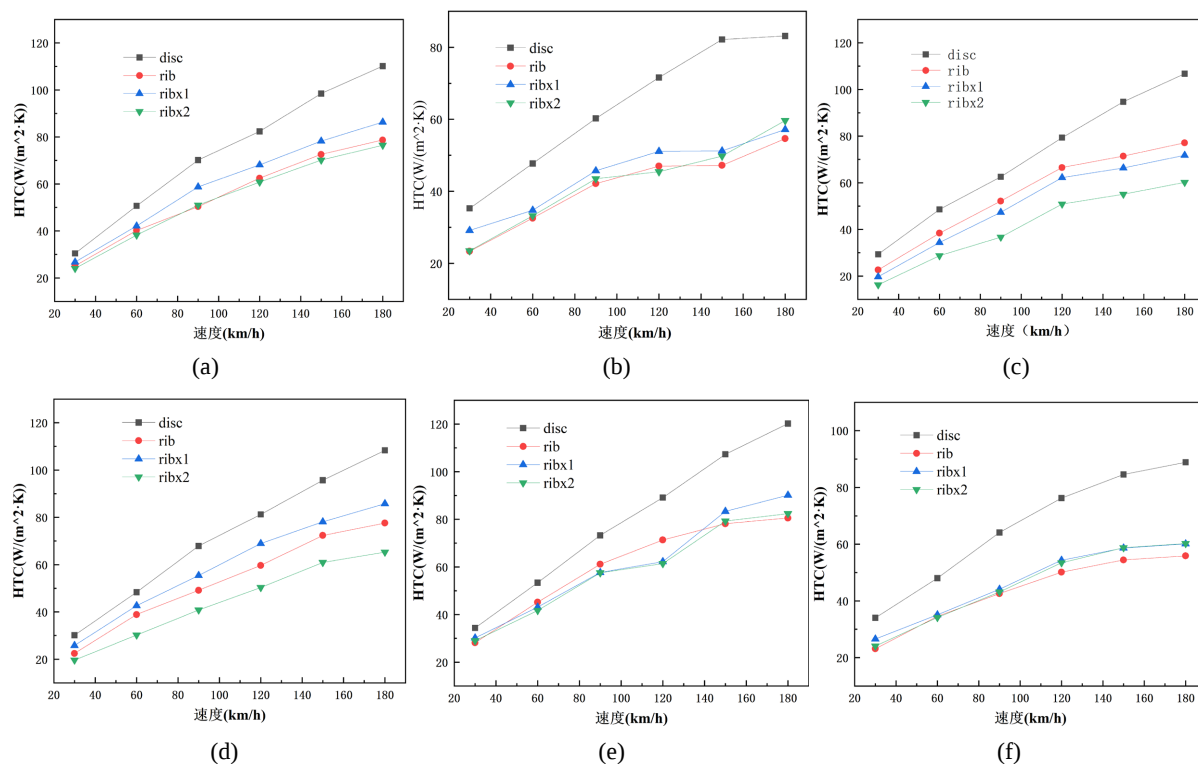


Figure 8. HTC-v point-line diagrams for cooling fin surfaces: (a) Plate-column; (b) Spiral stirrups; (c) Plate; (d) Long and short plate; (e) Long and short arc; (f) Columnar

图 8. 不同散热筋表面 HTC-v 点线图: (a) 板柱状; (b) 旋型点筋; (c) 板状; (d) 长短板; (e) 长短弧状; (f) 柱状

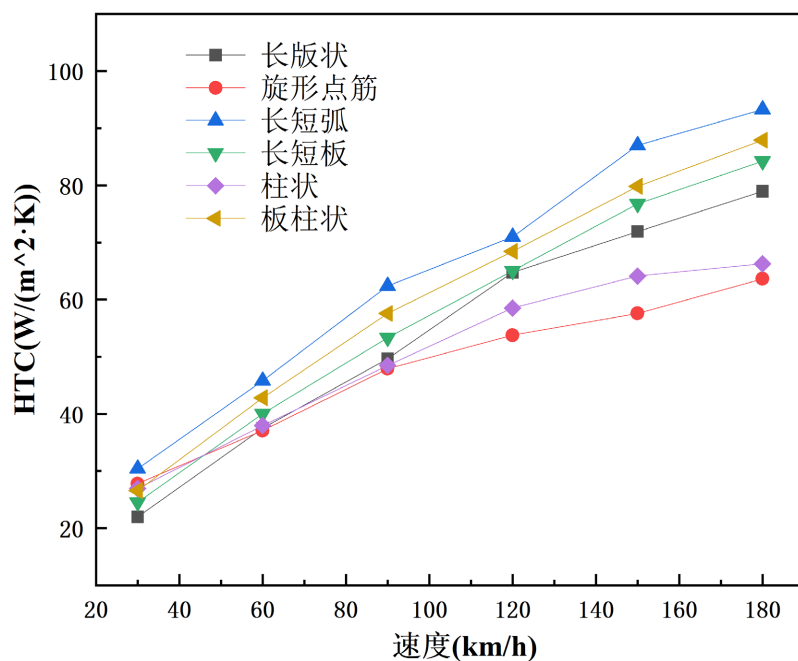


Figure 9. Velocity cloud diagrams for six distinct cooling fin configurations at 120 km/h

图 9. 6 种不同散热筋结构在 120 km/h 下的速度云图

为了更加详细地对比不同散热筋结构的表面对流换热分析,将制动盘散热筋的不同结构进行划分: disc 为制动盘整盘, rib 为散热筋表面, ribx1、ribx2 分别为散热筋上下表面,并绘制出如图 8 所示的不同散热筋表面 HTC- v 曲线。经过对比可以看出,六种散热筋结构的表面对流换热系数均与速度呈正相关,但旋型点筋和柱状结构随着速度的增大,对流换热系数的变化趋于平缓。六种散热筋结构的不同表面对流换热系数排序为 $\text{disc} > \text{ribx1} > \text{rib} > \text{ribx2}$ 。为了更加准确比较不同散热筋结构的对流换热系数,将六种散热筋结构全部表面(disc)的对流换热系数绘制到同一图内进行对比,如图 9 所示。

从图 9 中可得出:制动盘整体对流换热系数大小依次为:长短弧 > 板柱状 > 长短板 > 长板状 > 柱状 > 旋型点筋;在速度为 20km/h 时,旋型点筋结构对流换热系数仅次于长短弧状散热筋结构。

综上所述,在六种散热筋结构中,长短弧状散热筋在内部空气流通性、对流换热系数大小均表现优异,在六种散热筋结构的流场仿真中性能最强,但由于其弧状的结构,成型难度较大,在铸造冷却时因厚度差异和曲率变化,易产生残余应力,导致制动盘翘曲或尺寸超差。而板柱状散热筋结构综合表现仅次于长短弧状散热筋结构,因此优选板柱状散热筋结构进行温度场和应力场的仿真。

3. 模型构建及轻质制动盘热分析

3.1. 现役汽车铸铁制动盘的 1:1 台架制动试验

对现役汽车铸铁制动盘(现役盘)进行 SAE J2522-2014 标准台架试验,采用 Link 3000 惯性试验机,其集成主驱动、惯量、制动加压、温度测试等系统,如图 10 所示,并配备压力/力矩/行程传感器及制动试验舱。试验台支持多工况(速度、温度、压力、环境)制动性能测试,关键参数如下:1) 试验台转速: 0~2000 rpm; 2) 模拟车辆速度: 0~260 km/h; 3) 惯性系统最大惯量: 5~250 $\text{kg}\cdot\text{m}^2$; 4) 淋水系统水量范围: 0~7 L/min; 5) 最大液压制动压力: 200 bar; 6) 制动力矩: 0~5000 N·m; 7) 风速范围: 0~15 m/s。



Figure 10. Brake disc inertia test bench
图 10. 制动盘惯性试验台

1:1 动力台架试验过程中与现役盘所配副闸片为合成闸片,闸片结构如图 11 所示,总面积为 76.3 cm^2 。试验过程中通过对卡钳处活塞施加压力实现制动盘的制动过程。

试验大纲的制定参照 SAE J2522-2014 台架试验标准,主要包括磨合试验与连续两次紧急制动试验。

采用打孔式热电偶对现役盘温度进行测量，测量以℃为测量单位，测量点如图 12 所示。采用的热电偶直径为 3 mm，距离表面深度为 0.5 mm，热电偶距离现役盘圆心为 152 mm。热电偶可测温度变化范围为 -30℃~1000℃。



Figure 11. Synthetic brake plate
图 11. 合成闸片

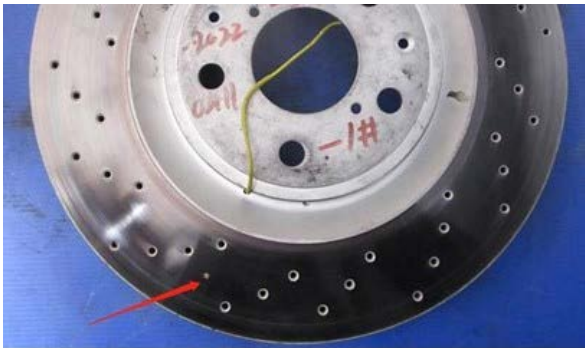


Figure 12. Thermocouple location diagram
图 12. 热电偶位置图

1:1 动力台架试验分两阶段：1) 磨合试验：室温条件下，以 80 km/h 初速制动至静止，减速度 1.5 m/s^2 连续制动 25 次，确保闸片与制动盘接触面积 $> 80\%$ 且表面状态达标；2) 正式试验：制动盘初始温度 100°C ，初速 100 km/h 制动至 5 km/h，以 3.92 m/s^2 减速度执行 2 次紧急制动，记录初始温度、平均摩擦系数、制动时长及热电偶温度变化。该现役盘在工况下进行两次连续紧急制动的时间均为 6.73 s，两次紧急制动热电偶所测节点处温度变化如图 13 所示，台架试验结果见表 1。

Table 1. Bench test results
表 1. 台架试验结果

序号	速度(km/h)	平均摩擦系数	制动时间(s)	初始温度(℃)	最高平均温度(℃)
第一次制动	100	0.422	6.73	100	148
第二次制动	100	0.443	6.73	147	199

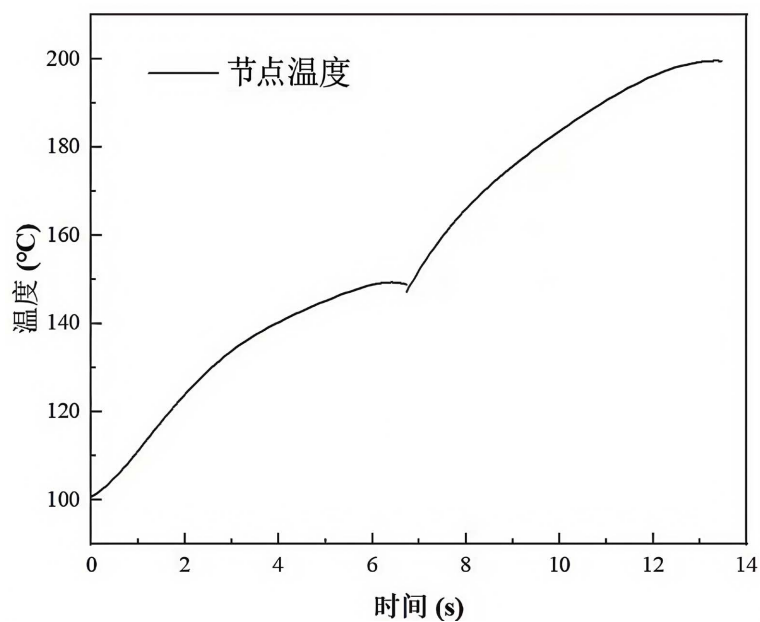


Figure 13. Node temperature curve

图 13. 节点温度变化曲线

共开展两次连续紧急制动试验，第一次制动下制动盘最高平均温度为 148℃，温升为 48℃，平均摩擦系数为 0.422；第二次制动下制动盘最高平均温度为 199℃，温升为 52℃，平均摩擦系数为 0.443。

3.2. 汽车铸铁制动盘热分析仿真及准确性评价

依据图纸对现役盘进行建模，如图 14 所示。散热筋高度为 10 mm，数量为 96 个，在摩擦面均匀分布通风孔。

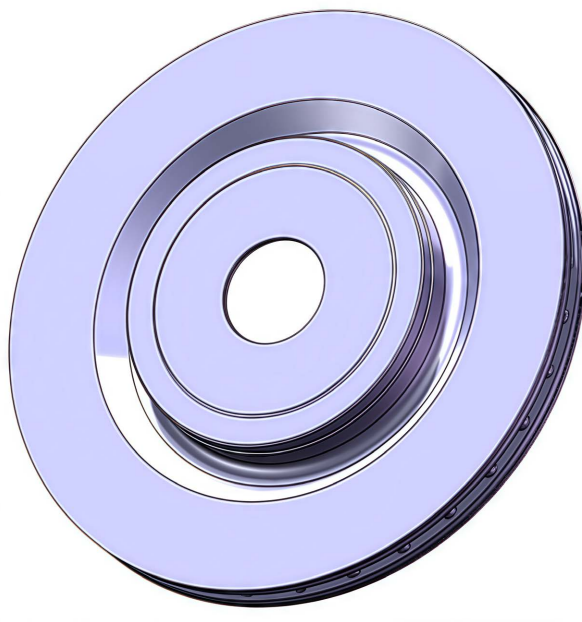


Figure 14. Active disc model

图 14. 现役盘模型

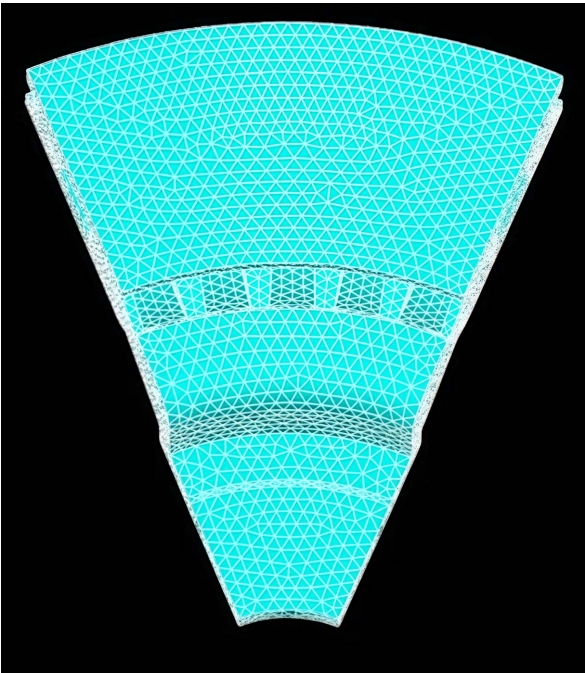


Figure 15. Corner symmetric model meshing
图 15. 周角对称模型网格划分

为降低计算量，对制动盘模型进行几何简化：忽略圆角、倒角、拔模斜度及通风孔(其排屑功能对温度场影响可忽略)，基于圆周对称性采用 1/8 模型以规避整盘仿真的高计算成本，同时由于对温度场及热应力贡献微小，移除螺栓孔；在网格划分策略上，选用 solid 87 四面体网格，设定全局网格尺寸为 2 mm，最终生成 223,489 个节点和 176,934 个单元，如图 15 所示。

仿真工况依据台架试验标准 SAE J2522-2014 选定，工况参数见表 2。

Table 2. Working conditions
表 2. 工况条件

	制动初速度(km/h)	轴重(kg)	制动末速度(km/h)	制动减速度(m/s ²)	初始温度(℃)
工况	100	908.8	5	3.92	100

温度场与应力场仿真精度受材料热物理参数的影响显著，需依据 HT250 材料的非线性温度相关性参数(见表 3)进行设定，以表征其热力学性能随温度的非线性变化规律。

Table 3. HT250 material parameters
表 3. HT250 材料参数

温度(℃)	20	100	200	300
弹性模量(GPa)	105	95	90	90
线胀系数(10 ⁻⁶ /℃)	4.39	11.65	12.84	13.58
热传导(W/(m·K))	42.38	43.06	44.23	43.55
比热(J/(kg·K))	503	530	563	611
密度(kg/m ³)	7220			

汽车制动过程近似为动能向热能的转化(忽略轮胎摩擦),其中热能主要储存于制动盘与闸片,少量通过对流/辐射耗散。基于制动盘均匀分配动能且摩擦面热流密度均匀分布的假设,采用能量换算法推导热流密度[17]。

利用 Star CCM+流场仿真方法开展了现役盘在 20 km/h、40 km/h、60 km/h、80 km/h、100 km/h 下的流场仿真,得到不同表面对流换热系数随流速变化的关系,如图 16 所示。

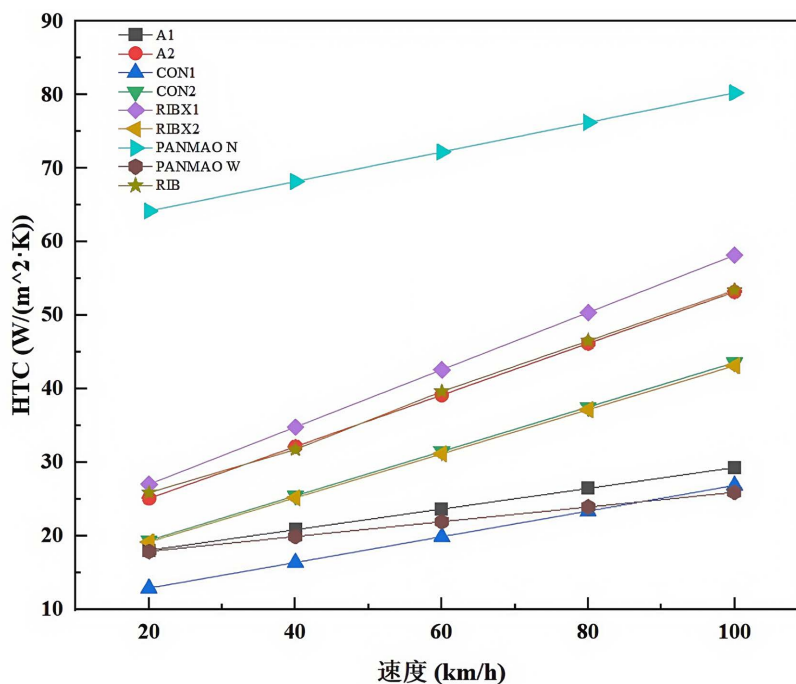


Figure 16. Convective heat transfer coefficient-velocity diagram

图 16. 对流传热系数 - 速度图

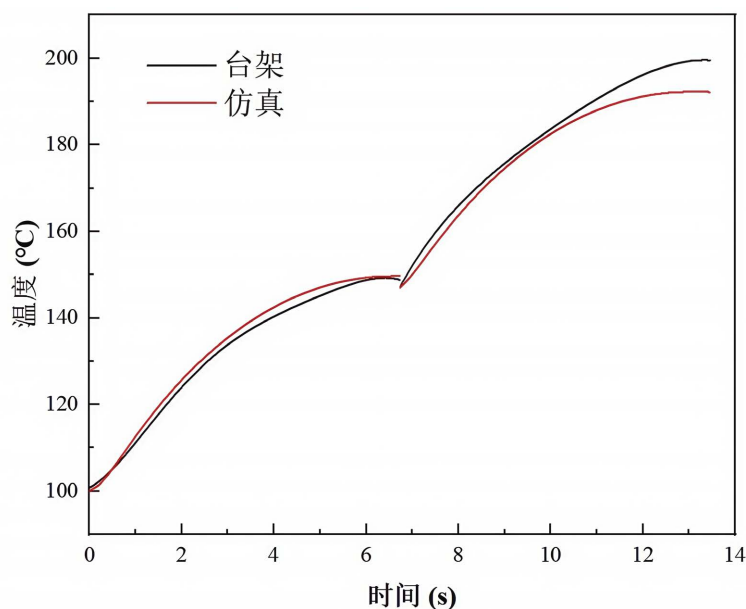


Figure 17. Comparison of simulation and bench temperature rise data

图 17. 仿真与台架温升数据对比

由于现役盘周角对称的结构特点，取模型的 1/8 进行简化计算；现役盘通过螺栓与法兰连接固定在车轴上并以相同的角速度转动。基于以上背景，在模型两剖切面施加对称约束；对盘帽中心孔处表面施加全约束。

采用间接耦合法计算温度场，获得制动盘与闸片的热分配系数及表面热流密度，通过 Ansys 命令流设定初始温度、制动时间、热流密度及对流系数。选取深度 0.5 mm、距圆心 152 mm 的表面节点，仿真温度 - 时间曲线与台架试验温升趋势吻合，如图 17 所示。

温度 - 时间曲线显示仿真与台架试验温升趋势一致：首次紧急制动曲线高度吻合，二次制动结束时仿真峰值温度较试验低 7.4℃ (误差 3.7%)，验证了仿真方法的有效性。

3.3. 汽车轻质制动盘热容量仿真及对比优化

3.3.1. 仿真分析工况选定

本次仿真工况依据台架试验标准 SAE J2522-2014 选定，选取试验标准中的 6.7 工况进行单次制动仿真，具体工况参数见表 4。

Table 4. Working conditions
表 4. 工况条件

	制动初速度(km/h)	轴重(kg)	制动末速度(km/h)	制动减速度(m/s ²)	初始温度(℃)
工况	175	908.8	97.5	5.89	28.8

3.3.2. 仿真分析模型

针对所设计的板柱状汽车轻质制动盘结构，进行如 3.2 中的简化，选取制动盘的 1/8 进行仿真计算，忽略制动盘螺栓孔和圆角、倒角、拔模斜度等结构。划分网格操作也与 3.2 中相同，不再赘述。

本次仿真只涉及制动盘一种材料，所用材料为 SiCp/A356 复合材料，具体材料参数见表 5。

Table 5. SiCp/A356 material parameters
表 5. SiCp/A356 材料参数

温度(℃)	20	50	100	150	200	250	300	350
弹性模型(GPa)	94.2	-	-	82.5	-	-	72.1	-
线胀系数(10 ⁻⁵ /℃)	-	-	-	1.63	-	-	1.92	-
热传导(W/mK)	143	-	-	134	-	135	-	142
比热(J/(kg·K))	-	861	-	907	-	997	-	1130
抗拉强度(MPa)	300	-	265	-	220	-	133	-
密度(kg/m ³)	2790							
泊松比	0.3							

采用 3.2 中的方法进行热流密度的计算，边界条件与 3.2 节一致，这里不再赘述。

3.3.3. 温度场、应力场对比分析

首先对流场分析中筛选出的板柱状散热筋制动盘结构进行温度场和应力场的仿真，仿真结果如图 18 所示。

通过仿真结果可以得出，优选出的板柱状散热筋结构温度分布由制动盘摩擦面向盘帽中心孔降低，

其最高温度为 185.506℃；而在其应力场中，分析的是制动盘在制动过程中的第一主应力，最大应力出现在盘帽与摩擦面连接处，即鹅颈连接处，最大应力为 164 Mpa。

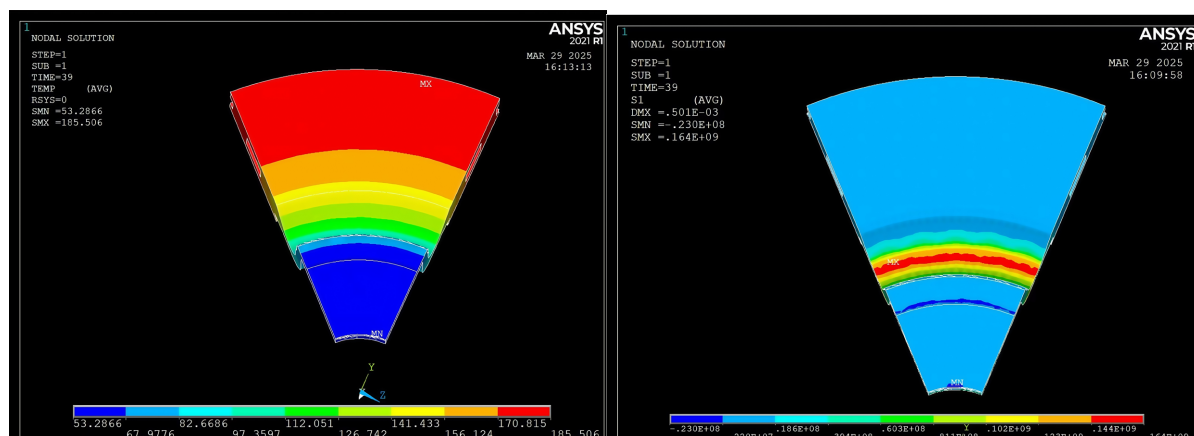


Figure 18. Contour plots of temperature and stress fields of plate-column heat dissipation rib brake disc structure
图 18. 板柱状散热筋制动盘结构的温度场及应力场云图

由于本次研究所采用的 SiCp/A356 相对于传统的铸铁材料热导率更高、传热性能更强，但是其密度更低，在相同条件下，SiCp/A356 的总热容要远小于铸铁，因此其抗热能力较弱，为了解决这个问题，需要在不影响接口尺寸的条件下增大 SiCp/A356 轻质制动盘的体积以保证其抗热能力；除此之外，为了降低制动盘鹅颈区的最大应力，提高制动盘总体强度，在鹅颈区添加加强筋这一结构，添加加强筋后的制动盘温度场、应力场仿真如图 19 所示。

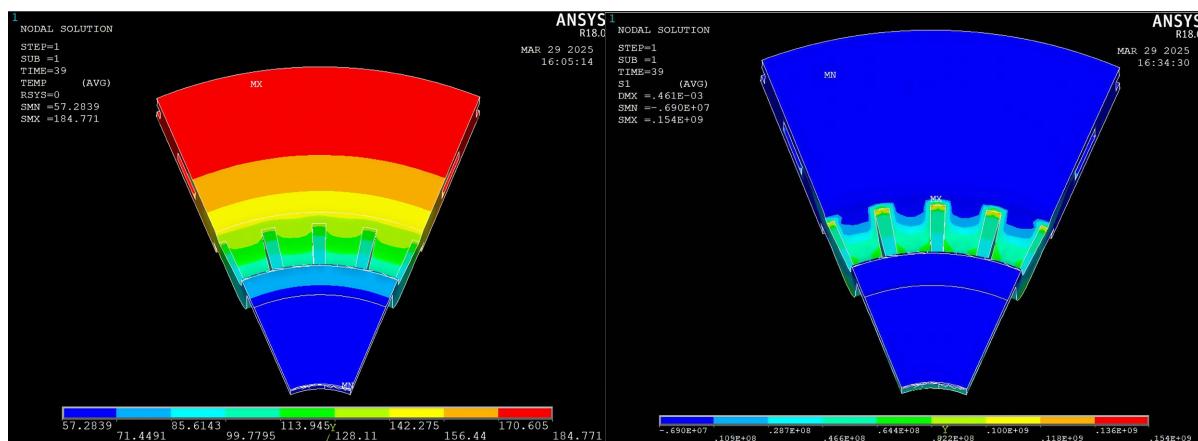


Figure 19. Contour plots of temperature and stress fields of the brake disc after adding reinforcement ribs
图 19. 添加加强筋后的制动盘温度场及应力场云图

从仿真结果可以得出，在添加加强筋结构后，制动盘最高温度为 184.771℃，较初始结构下降了 0.735℃；最高应力为 154 Mpa，较初始结构下降了 10 Mpa。结果表明，加强筋结构不仅使得制动盘最大应力明显下降，还使得最高温度略有下降，提高了制动盘的强度和散热性能。

除此之外，由于 SiCp/A356 制动盘盘面较铸铁盘硬度较低，因此更易被碎屑划伤，为了在不降低制动盘其他性能的条件下，使得制动盘更好地排出磨掉的碎屑，同时为了增大制动盘摩擦片表面积，降低制动盘仿真工况后的最高温度，对于制动盘表面分别选取圆形凹槽、矩形凹槽及多边形凹槽进行处理，

仿真后的结果如图 20 所示。

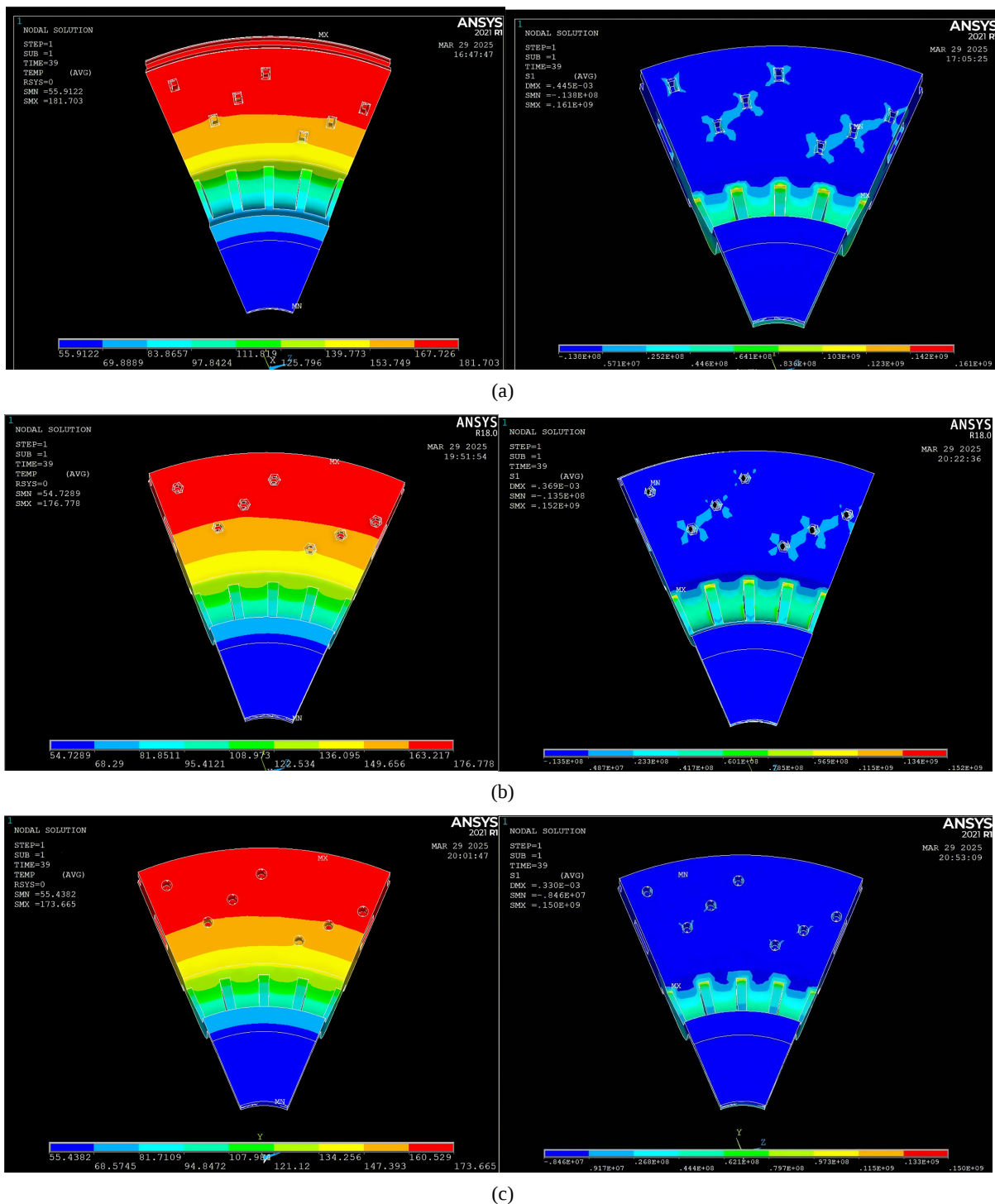


Figure 20. Contour plots of temperature and stress fields: a) Rectangular groove structure; b) Regular hexagonal groove structure; c) Circular groove structure

图 20. 温度场及应力场云图: a) 矩形凹槽结构; b) 正六边形凹槽结构; c) 圆形凹槽结构

通过以上仿真结果可以看出, 三种凹槽结构均使得制动盘仿真工况后最高温度略有降低, 这是因为

凹槽结构增大了制动盘与空气的接触面积，同时在流场中，凹槽也可以提高空气的流通性。而仿真结果显示：凹槽的存在使得周边应力提升，但是除了矩形凹槽制动盘外，圆形凹槽和正六边形凹槽制动盘仿真工况后的最大应力均有所降低，这是因为制动盘温度降低导致的热应力降低抵消了凹槽导致的应力集中。因此，凹槽结构的添加可以在几乎不影响制动盘强度的条件下排出碎屑，防止盘面被划伤。而三种结构的性能由高到低排序为：圆形凹槽 > 正六边形凹槽 > 矩形凹槽，因此最终选择凹槽结构。最后优化出的模型如图 21 所示。

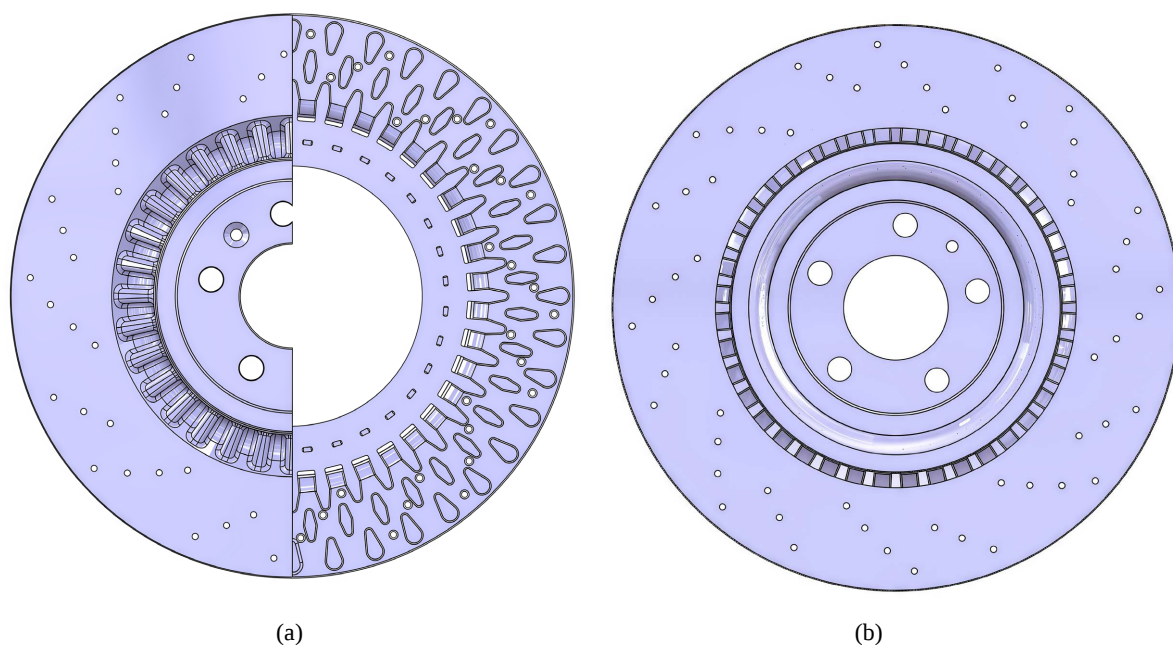


Figure 21. Lightweight brake disc final construction
图 21. 轻质制动盘最终结构

4. 结论

本文以新能源汽车制动盘为研究对象，选用 SiCp/A356 材料，开展了轻质制动盘结构设计研究。通过 Star CCM+软件对不同散热筋类型的制动盘开展了流场分析，优选出了综合性能优异的板柱状散热筋；之后基于 ANSYS APDL 平台构建了多物理场耦合数值分析体系，对板柱状制动盘结构进行全工况仿真与迭代优化，最终设计出的轻量化制动盘结构较现役制动盘减重 49.1%，且制动盘温升低于现役制动盘，应力水平低于材料对应温度下的许用应力，为高性能轻量化制动盘结构设计提供了理论支持。

参考文献

- [1] 曲植. 汽车底盘制动系统的结构组成和主要故障诊断的分析[J]. 时代汽车, 2021(3): 174-175.
- [2] 马鸣图, 易红亮, 路洪洲, 万鑫铭. 论汽车轻量化[J]. 中国工程科学, 2009, 11(9): 20-27.
- [3] 刘帅. 浅析汽车轻量化技术[J]. 铝加工, 2024(3): 3-10.
- [4] 鄢艳丽, 顾海浩, 田春, 翟耕慰. 高速铁路列车制动盘散热筋布置间距研究[J]. 城市轨道交通研究, 2024, 27(4): 100-105, 109.
- [5] 范叶, 杨沿平, 孟先春, 等. 汽车轻量化技术及其实施途径[J]. 汽车工业研究, 2006(7): 40-42.
- [6] 孙文龙. 轻质材料应用于汽车轮毂的轻量化技术研究[D]: [硕士学位论文]. 北京: 北京理工大学, 2016.
- [7] 李宇菲. 复合材料汽车板簧的优化设计及其有限元分析[D]: [硕士学位论文]. 武汉: 武汉理工大学, 2012.

-
- [8] 宋瑞瑞. 铝合金在新能源汽车轻量化中的应用[J]. 汽车与驾驶维修(维修版), 2025(1): 11-13.
 - [9] 姚曙光, 周亿莉, 许平, 龙雅婷, 阳程星. 轻量化高速列车制动盘材料-结构研究进展[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2024, 55(6): 2414-2431.
 - [10] 郑志伟. 氮碳共渗高碳当量合金灰铸铁汽车制动盘的铸造仿真与实验研究[D]: [硕士学位论文]. 扬州: 扬州大学, 2017.
 - [11] Li, W., Yang, X., Wang, S., Xiao, J. and Hou, Q. (2021) Research and Prospect of Ceramics for Automotive Disc-Brakes. *Ceramics International*, **47**, 10442-10463. <https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2020.12.206>
 - [12] 杨智勇. 高速客车铝基复合材料制动盘热损伤和结构设计研究[D]: [博士学位论文]. 北京: 北京交通大学, 2008.
 - [13] 李立志. 汽车制动系统设计[J]. 汽车实用技术, 2016(8): 72-77.
 - [14] 安禄伟. 新能源汽车轻质制动盘热-机耦合仿真设计与成型技术研究[D]: [硕士学位论文]. 北京: 北京交通大学, 2023.
 - [15] Munisamy, K.M., Shuaib, N.H., Yusoff, M.Z. and Thangaraju, S.K. (2013) Heat Transfer Enhancement on Ventilated Brake Disk with Blade Inclination Angle Variation. *International Journal of Automotive Technology*, **14**, 569-577. <https://doi.org/10.1007/s12239-013-0061-8>
 - [16] Hackert, A., Müller, S. and Kroll, L. (2017) Lightweight Wheel Disc with Carbon Aluminium Foam Sandwich. *Lightweight Design worldwide*, **10**, 6-11. <https://doi.org/10.1007/s41777-017-0016-2>
 - [17] 杨智勇. 高速客车铝基复合材料制动盘热损伤和结构设计研究[D]: [博士学位论文]. 北京: 北京交通大学, 2008.