

高速铁路列车制动盘散热筋布置间距研究

鄢艳丽¹ 顾海浩¹ 田 春² 翟耕慰²

(1. 中车南京浦镇车辆有限公司, 210031, 南京; 2. 同济大学铁道与城市轨道交通研究院, 201804, 上海)

摘 要 [目的] 当列车设计速度达到 400 km/h 等级后, 车下流场环境会更加复杂, 使得制动盘阻力、功率消耗加剧问题更加凸显, 需要对该速度等级下列车制动盘散热筋的最优布置间距进行深入研究。[方法] 基于圆柱型散热筋结构, 通过有限元仿真手段建立模型, 并输入了相关参数值。针对相邻两周散热筋的圆心距 $d_{\text{周向}}$ 设置了四个计算工况, 针对相邻两周间的距离 $d_{\text{径向}}$ 设置了五个计算工况, 分别计算不同 $d_{\text{周向}}$ 、 $d_{\text{径向}}$ 对制动盘温升、阻力及散热功率的影响, 进而得到 $d_{\text{周向}}$ 及 $d_{\text{径向}}$ 的建议取值。[结果及结论] $d_{\text{径向}} = 40$ mm (即散热筋与制动盘边缘的距离同制动盘直径之比为 0.75) 时, 制动盘温升达到最低值, 制动盘的性能较优; 散热筋直径为 $d_{\text{周向}}$ 的一半时, 制动盘综合性能最优。

关键词 高速铁路; 列车制动盘; 径向间距; 周向间距; 制动盘阻力; 散热功率

中图分类号 U260.331⁺9; U238

DOI: 10.16037/j.1007-869x.2024.04.019

Research on Brake Disk Heat Dissipation Rib Arrangement Spacing for High-speed Railway Train

YAN Yanli¹, GU Haihao¹, TIAN Chun², ZHAI Gengwei²

(1. CRRC Nanjing Puzhen Vehicle Co., Ltd., 210031, Nanjing, China; 2. Institute of Rail Transit, Tongji University, 201804, Shanghai, China)

Abstract [Objective] As the design speed of trains reaches 400 km/h level, the flow field environment under the train becomes more complex, highlighting the issues such as increased brake disc resistance and power consumption. It is imperative to conduct in-depth research on the optimal arrangement spacing of train brake disc heat dissipation ribs at this speed level.

[Method] Using a cylindrical heat dissipation rib structure as the basis, a model is established through finite element simulation, inputting relevant parameter values. Four calculation conditions are set for the center-to-center distance (d_c) circumferentially between adjacent heat dissipation ribs, and five calculation conditions are set radially for the distance (d_r) between adjacent heat dissipation ribs. Various d_c and d_r values are calculated respectively for their impact on brake disc temperature

rise, resistance, and heat dissipation power. It is aimed to determine recommended values for both d_c and d_r . [Result & Conclusion] When d_r equals 40 mm (i. e. the ratio of the distance between the heat dissipation ribs and the brake disc edge to the brake disc diameter is 0.75), the brake disc temperature rise reaches the lowest value, indicating the optimal performance of brake disc. For heat dissipation ribs with a diameter equal to half of d_c , the brake disc demonstrates the best overall performance.

Key words high-speed railway; train brake disc; radial spacing; circumferential spacing; brake disc resistance; heat dissipation power

为提高高速铁路列车制动盘的散热能力, 通常将制动盘内部设计为带散热筋的通风形式。相比于实心制动盘, 带散热筋的通风制动盘加快了热量向空气转移的速度, 但随之带来了制动盘阻力增加、泵风功率消耗 (以下简称“功耗”) 加剧等问题。当列车设计速度达到 400 km/h 等级后, 车下流场环境会更加复杂, 这使得制动盘阻力、功耗加剧问题更为凸显。因此, 在保证通风式制动盘散热性能的前提下, 降低制动盘阻力成为目前高速铁路列车制动盘结构研究的重要方向。

国内外学者对此问题展开了大量研究。文献[1]设计了 8 种制动盘散热肋片形式, 对比分析了不同散热肋片结构下制动盘的温度场及空气流场, 并提出了制动盘的优化结构。文献[2]采用动网格流固耦合方法, 计算了制动盘泵风功耗, 分析了制动盘泵风对牵引功率的影响。文献[3]基于移动热源法对不同结构参数制动盘进行了温度场仿真, 对比分析了散热筋截面形状、直径, 以及制动盘盘体厚度、疏密程度等参数对制动盘温度场的影响规律, 但其衡量指标仅是温升这一因素, 并未从阻力、功耗等多角度进行分析。文献[4]提出了一种新型变直径圆柱散热筋结构制动盘, 从温度和应力两个方面分析, 验证了其结构优于传统制动盘。文献[5]利用有限元方法对新研制的高

速列车制动盘进行了热容量分析,并通过 1:1 制动动力试验验证其准确性。文献[6-7]针对金属和陶瓷材料分析了制动盘的热力耦合特性。

综上所述,当前研究主要关注制动盘材料、散热筋截面形状、制动盘结构等方面对制动盘散热特性的影响,较少学者基于通风式制动盘阻力及散热特性对散热筋的布置间距进行综合研究。本文对通风式制动盘散热筋的径向间距和周向间距进行仿真研究,以得到散热筋的最优布置间距。

1 计算模型的定义及参数输入

本文通过有限元仿真对制动盘散热筋的径向间距 $d_{\text{径向}}$ 和周向间距 $d_{\text{周向}}$ 进行研究,计算模型需以车轮旋转角速度、来流风速及热流输入等作为输入参数。本文研究对象是设计速度等级为 400 km/h 的高速铁路列车,故设定来流风速为 111.11 m/s。车轮旋转角速度 ω_{wheel} 的计算式为:

$$\omega_{\text{wheel}} = \frac{v_0}{R_{\text{wheel}}} - \frac{a}{R_{\text{wheel}}}t \quad (1)$$

式中:

v_0 ——列车制动初速度;

a ——列车减速度;

t ——列车运行时间;

R_{wheel} ——车轮半径,取 480 mm。

列车制动过程中,制动盘与闸片产生的摩擦热会导致制动盘温度上升(以下简称“温升”)。确定摩擦面上的摩擦热流密度需要两步:第一步是确定摩擦面上产生的总热量,第二步是确定流入制动盘和闸片的热量。列车制动过程中,制动盘摩擦副产生的总热流密度为:

$$q_{\text{total}} = \frac{\eta m a (v_0 - at)}{2\pi(R_{\text{out}}^2 - R_{\text{in}}^2)} \quad (2)$$

式中:

q_{total} ——总热流密度;

η ——车体动能转化为热能的效率;

m ——列车轴重;

R_{in} ——制动摩擦环的内半径;

R_{out} ——制动摩擦环的外半径。

R_{in} 和 R_{out} 可由图 1 直观表示。再设 β 为热流分配系数,其计算式为:

$$\beta = \frac{\sqrt{\rho_d c_d \lambda_d}}{\sqrt{\rho_p c_p \lambda_p} + \sqrt{\rho_d c_d \lambda_d}} \quad (3)$$

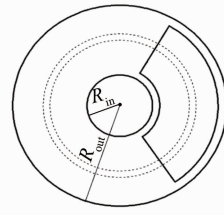


图 1 制动摩擦环的内外半径示意图

Fig. 1 Diagram of inner and outer radius of brake friction ring 式中:

ρ_d ——制动盘的密度;

ρ_p ——闸片的密度;

c_d ——制动盘的比热容;

c_p ——闸片的比热容;

λ_d ——制动盘的导热系数;

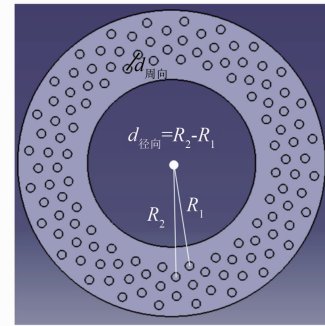
λ_p ——闸片的导热系数。

则流入制动盘的热流密度 q_d 的计算式为:

$$q_d = \beta q_{\text{total}} \quad (4)$$

2 制动盘散热筋周向间距研究

本文所研究的散热筋为圆柱形散热筋,其排布按圆周排布,如图 2 所示。散热筋共五周,不同周之间交叉排列,定义相邻两周散热筋的圆心距为周向间距 $d_{\text{周向}}$,相邻两周间的距离为径向间距 $d_{\text{径向}}$ 。



注: R_1 —外周散热筋圆心至制动盘中心的距离; R_2 —内周散热筋圆心至制动盘中心的距离。

图 2 高速列车制动盘散热筋结构示意图

Fig. 2 Diagram of heat dissipation rib structure for high-speed train brake discs

为了研究散热筋的最优设计方案,设置了四个计算工况(工况 1—工况 4),通过改变单周散热筋个数的方式得到 $d_{\text{周向}}$ 的 4 个不同取值。同时,改变散热筋半径,将 $d_{\text{周向}}$ 和散热筋直径之比 r_d 作为控制变量。四个计算工况如表 1 所示。

2.1 制动盘阻力分析

针对设计速度为 400 km/h 的高速铁路列车,对

来流速度下制动盘的阻力及阻力矩进行稳态仿真,其计算结果如表 2 所示。

表 1 四个计算工况列表

Tab. 1 Four calculation working conditions

工况序号	$d_{\text{周向}}/\text{mm}$	一周散热筋个数	散热筋半径/mm	r_d
1	122.78	15	23.2	2.64
2	81.30	20	20.1	2.02
3	57.44	25	18.0	1.60
4	42.14	30	16.4	1.28

表 2 制动盘阻力计算结果

Tab. 2 Brake disc resistance calculation results

工况序号	阻力/N				阻力矩/(Nm)			
	内面	其他	散热筋	合计	内面	其他	散热筋	合计
1	2.81	102.40	42.85	148.06	0.78	1.83	11.43	14.04
2	2.63	100.33	46.35	149.31	0.72	1.76	11.04	13.52
3	2.67	101.76	46.98	151.41	0.69	1.74	11.53	13.96
4	2.67	104.28	47.63	154.58	0.67	1.76	12.45	14.88

注:“内面”为靠近散热筋的面;“其他”为除内面外其余的面。

图 3 为四种工况下制动盘应力场的仿真云图。

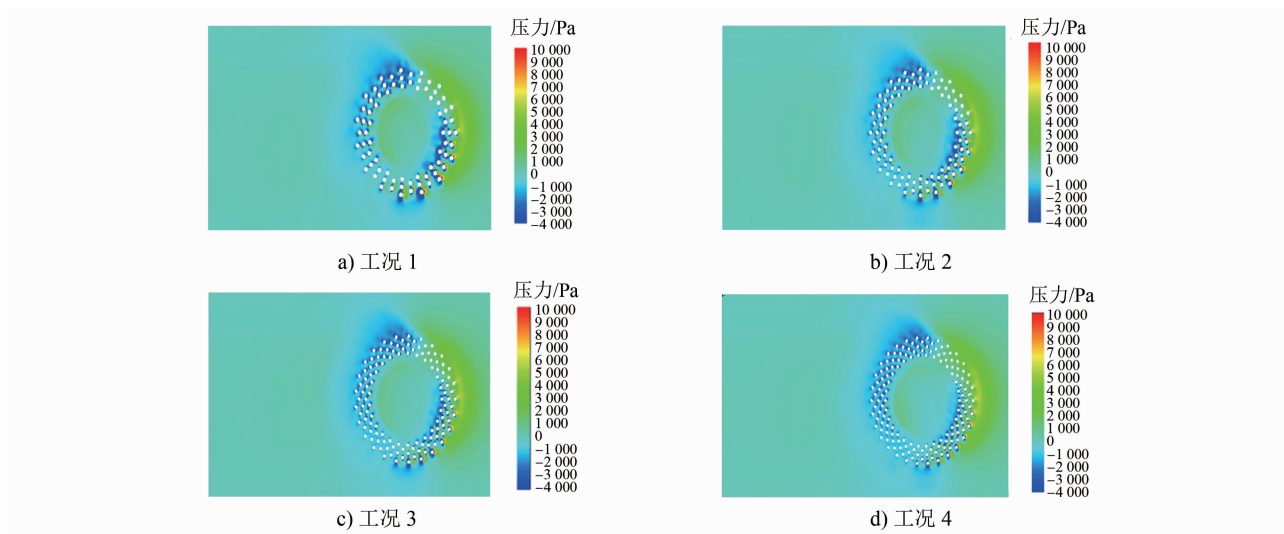


图 3 四种工况下制动盘压力场仿真云图

Fig. 3 Simulation nephogram of brake disc pressure field under four working conditions

表 3 四个工况下散热功率计算结果

Tab. 3 Calculation results of heat dissipation power under four working conditions

工况序号	散热功率/kW			
	内面	其他	散热筋	合计
1	14.892	24.498	10.933	50.323
2	14.232	24.339	12.449	51.020
3	13.837	24.199	13.671	51.707
4	13.818	24.412	14.850	53.080

由图 3 可以看出:随着散热筋数量增多,散热筋半径减小,对于单一散热筋而言尾迹负压区逐渐减小,散热筋迎风侧与背风侧压差减小,进而导致单一散热筋阻力和阻力矩减小。但对于制动盘整体而言,由于散热筋数量增多,导致其产生的尾迹负压区叠加效果更加明显,当散热筋数量增加到一定程度后,制动盘整体尾迹负压区逐渐增大,其迎风侧与背风侧压差增大,进而导致阻力和阻力矩增大。综上所述,随着散热筋数量的增多,制动盘的阻力和阻力矩均呈现出先减小后增大的趋势。

2.2 制动盘散热功率分析

四个工况对应的散热功率计算结果如表 3 所示。由表 3 可以看出,散热筋数量增多,导致制动盘散热功率不断升高。

图 4 为四个工况下制动盘的散热系数仿真云图。由图 4 可以看出,随着散热筋数量的增加,散热筋半径减小,对于迎风面的散热筋而言,其高对流散热系数区域明显增多,且分布更加均匀,散热效果得到明显提高。

为综合考虑不同散热筋 $d_{\text{周向}}$ 对制动盘散热及阻力特性的影响,利用制动盘散热功率与机械功率的比值 r_p 对制动盘性能进行衡量。 r_p 越大,则制动盘性能越优。制动盘机械功率 Q_m 的计算式为:

$$Q_m = Fv_{\text{disc}} + M\omega_{\text{disc}} \quad (5)$$

式中:

F ——制动盘的阻力;

v_{disc} ——制动盘的旋转线速度;

M ——制动盘的阻力矩;

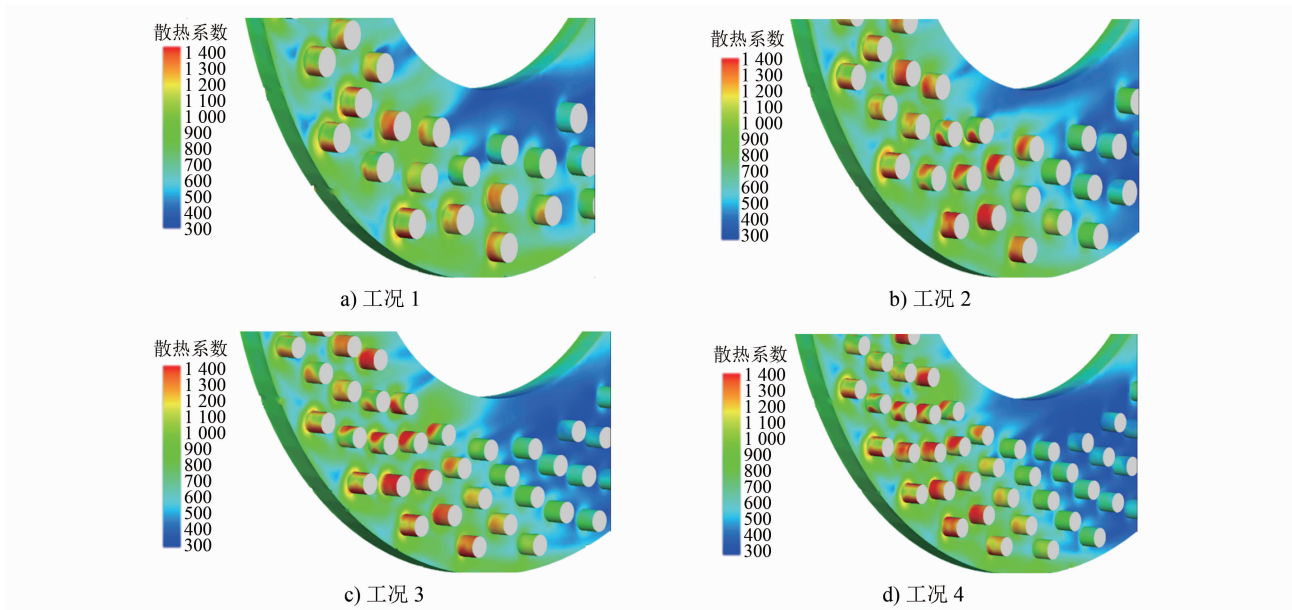


图 4 四种工况下制动盘的散热系数仿真云图

Fig. 4 Simulation nephogram of brake disc heat dissipation coefficient under four working conditions

ω_{disc} ——制动盘的旋转角速度。

四种工况下制动盘散热功率与机械功率比值的计算结果如表 4 所示。由表 4 可以看出,工况 2 的 r_p 最大,此时一周散热筋个数为 20 个,散热筋半径为 20.1 mm, $r_d=2.02$,即:当散热筋直径为 $d_{\text{周向}}$ 的一半时, r_p 达到最优。

表 4 四种工况下散热盘散热功率与机械功率的比值

Tab. 4 Ratio of heat dissipation power to mechanical power of the heat dissipation disc under four working conditions

工况序号	散热功率/kW	机械功率/kW	r_p
1	50.323	19.863	2.53
2	51.020	19.874	2.57
3	51.707	20.214	2.56
4	53.080	20.788	2.55

3 制动盘散热筋径向间距研究

同样采用圆周排布,散热筋直径取 20 mm, $d_{\text{周向}}$ 取 80 mm,共布置 5 周散热筋,不同周之间交叉排列。进一步设置了五个计算工况(工况 A—工况 E),通过改变各圆周半径、改变相邻两周距离得到不同的 $d_{\text{径向}}$ 。这五个计算工况如表 5 所示。

表 5 五个计算工况列表

Tab. 5 Five calculation working conditions

工况序号	$d_{\text{径向}}/\text{mm}$	散热筋圆心与制动盘边缘的距离/mm
A	45	8.5
B	40	13.5
C	35	18.5
D	30	23.5
E	25	28.5

3.1 制动盘温升分析

对比不同散热筋 $d_{\text{径向}}$ 的制动盘,其摩擦面温升结果如图 5 所示。由图 5 可以看出,在列车制动的初期阶段,摩擦面温度急剧上升,在 $t=74$ s 附近温度达到最高值,随后温度缓慢下降。 $d_{\text{径向}} < 45$ mm 时,随着散热筋 $d_{\text{径向}}$ 的减小,摩擦面最高温度逐渐增大,当 $d_{\text{径向}}$ 从 45 mm 降至 25 mm 时,摩擦面最高温度值增大了 9.68 K,列车制动结束时摩擦面最大温度值增加了 10.96 K。由此可见,改变 $d_{\text{径向}}$ 对摩擦面最高温度的影响较为明显,这是由于散热筋间距减小后未及时传导能量所致。

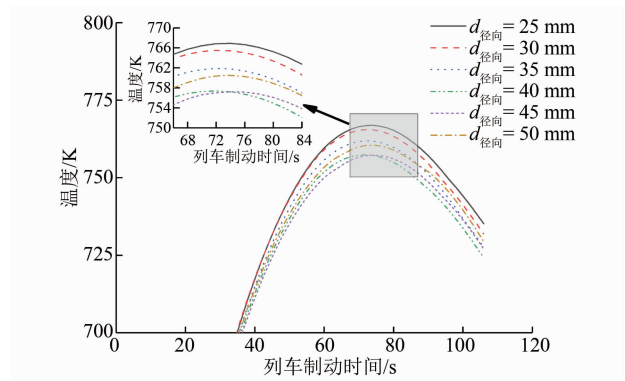


图 5 不同 $d_{\text{径向}}$ 下制动盘摩擦面温升结果

Fig. 5 Temperature rise results of brake disc friction surface under different radial distances

列车制动过程及列车制动结束时 $d_{\text{径向}}$ 与制动盘最高温度的关系如图 6 所示。由图 6 可以看出,制动盘最高温度随着 $d_{\text{径向}}$ 的增大呈现出先减小后增大

的变化趋势, $d_{\text{径向}} = 45 \text{ mm}$ 时制动盘最高温度最低; 列车制动结束时, 制动盘最高温度随 $d_{\text{径向}}$ 的增大呈现出先减小后增大的变化趋势, 在 $d_{\text{径向}} = 40 \text{ mm}$ 时制动盘最高温度最低。

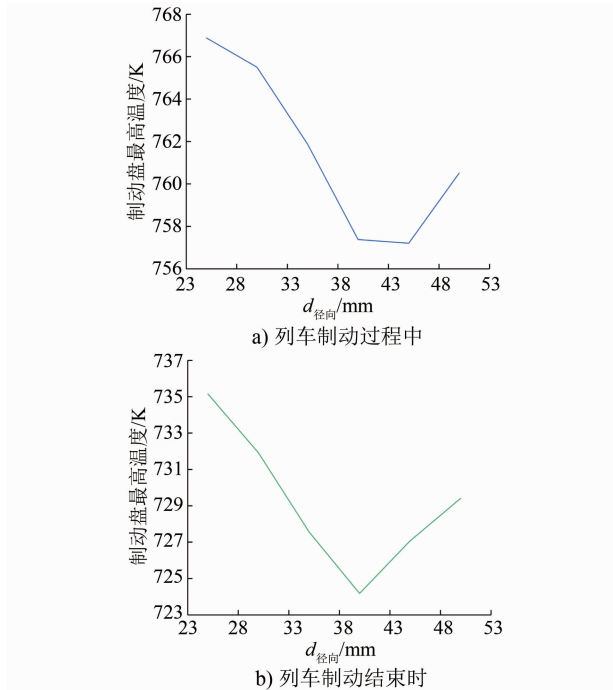


图6 列车制动过程及列车制动结束时 $d_{\text{径向}}$ 与制动盘最高温度的关系

Fig. 6 Relationship between radial distance and brake disc maximum temperature during train braking process and at the end of train braking

图7为列车制动结束时不同 $d_{\text{径向}}$ 下制动盘的表面温度云图。图8为列车制动过程及列车制动结束时 $d_{\text{径向}}$ 与制动盘平均温度的关系。由图7及图8可以看出, 散热筋平均温度随 $d_{\text{径向}}$ 的增大先增大后减小, 这表明 $d_{\text{径向}}$ 增大后, 有更多热量传递到了散热筋处, 且当 $d_{\text{径向}}$ 增大到一定值后再继续增大 $d_{\text{径向}}$, 会使制动盘的热传导性能下降。当 $d_{\text{径向}} = 40 \text{ mm}$ 时, 散热筋在列车制动结束时的平均温度最高, 即 $d_{\text{径向}} = 40 \text{ mm}$ 时有更多热量被传导至散热筋上。

3.2 制动盘阻力分析

列车制动过程中不同 $d_{\text{径向}}$ 下制动盘的阻力、阻力矩随时间的变化规律如图9所示。由图9可以看出: 不同 $d_{\text{径向}}$ 下制动盘的阻力基本一致; 阻力矩随 $d_{\text{径向}}$ 的增大而增大, 但 $d_{\text{径向}} = 45 \text{ mm}$ 和 $d_{\text{径向}} = 50 \text{ mm}$ 时的阻力矩几乎相同。因此, 增大 $d_{\text{径向}}$ 会小幅增加制动盘的阻力, 但当 $d_{\text{径向}}$ 增大到一定值(45 mm)后, 制动盘的阻力增幅并不明显。

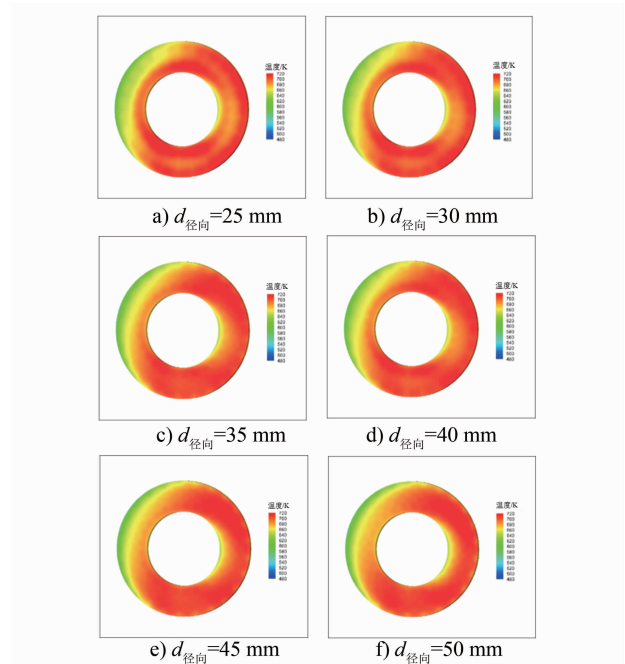


图7 列车制动结束时不同 $d_{\text{径向}}$ 下制动盘表面温度云图
Fig. 7 Nephogram of brake disc surface temperatures under different radial distances at the end of train braking

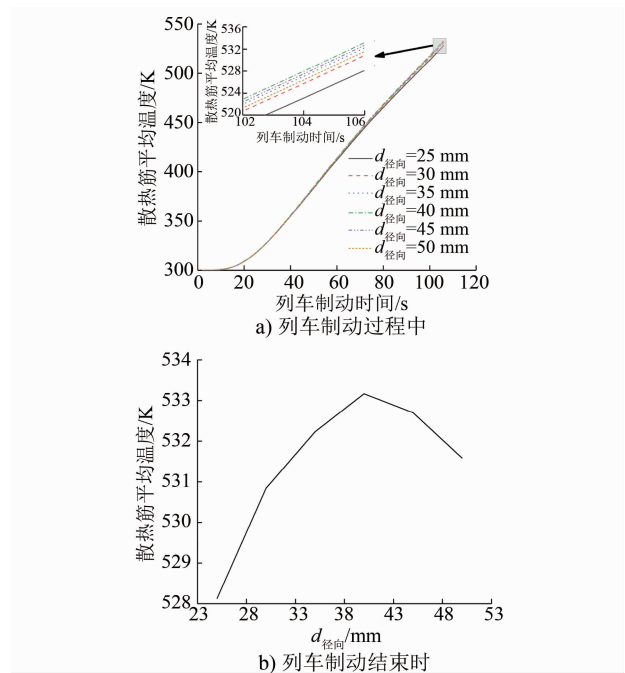


图8 列车制动过程及列车制动结束时 $d_{\text{径向}}$ 与制动盘平均温度的关系

Fig. 8 Relationship between radial distance and brake disc average temperature during train braking process and at the end of train braking

3.3 制动盘散热功率分析

图10为不同 $d_{\text{径向}}$ 下制动盘整体散热功率、散热筋散热功率随时间的变化规律。如图10 a)所示,

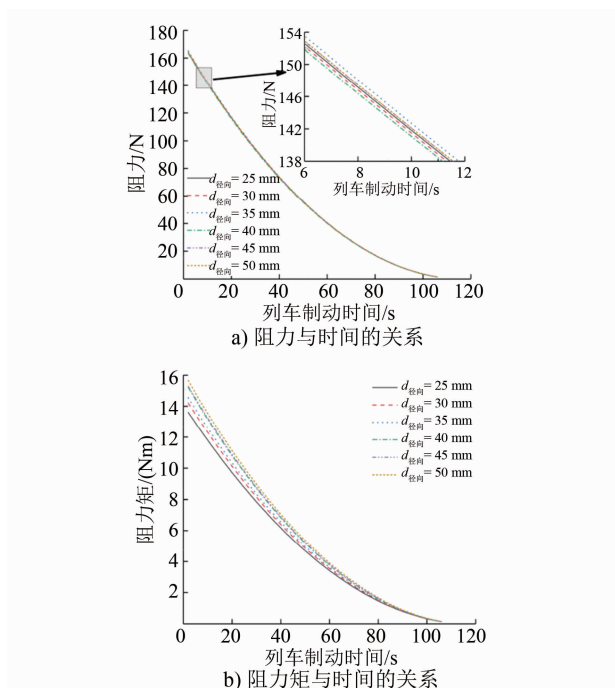


图9 列车制动过程中不同 $d_{\text{径向}}$ 下制动盘的阻力、阻力矩随时间的变化规律

Fig. 9 Law of brake disc resistance and resistance moment changing over time under different radial distances during train braking process

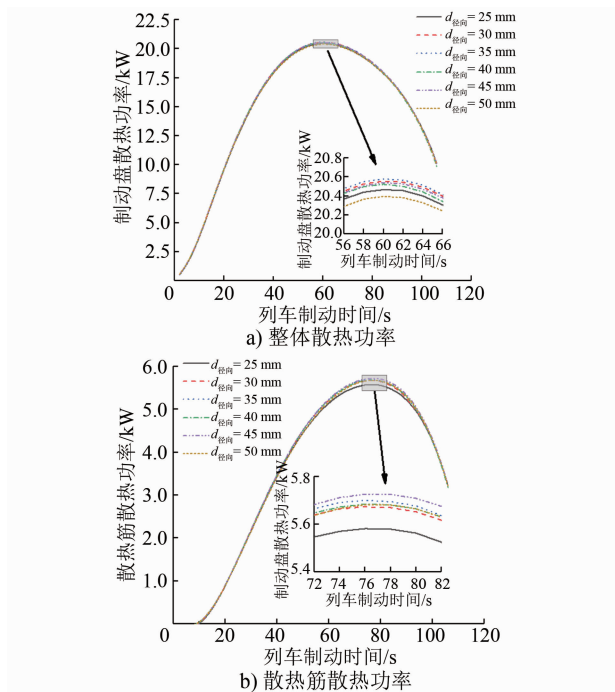


图10 不同 $d_{\text{径向}}$ 下制动盘整体散热功率、散热筋散热功率随时间的变化规律

Fig. 10 Law of overall heat dissipation power and heat dissipation power of brake disc heat dissipation ribs changing over time under different radial distances

对比不同散热筋 $d_{\text{径向}}$ 制动盘可以看出,制动盘整体散热功率随 $d_{\text{径向}}$ 变化不明显。如图10 b)所示,增大 $d_{\text{径向}}$,散热筋散热功率增大,且随着 $d_{\text{径向}}$ 的增大,散热筋散热功率变化幅度逐渐趋小。

3.4 $d_{\text{径向}}$ 的最优取值

由于 $d_{\text{径向}}$ 的变化对于阻力和阻力矩的影响较小,但对制动盘最高温度的影响较大,因而主要考虑制动盘最高温度这一因素。

随着 $d_{\text{径向}}$ 的增大,制动盘最高温度先降低再升高,因此存在一个最优值,使得制动盘最高温度最低。列车制动过程中, $d_{\text{径向}}=40\text{ mm}$ 和 $d_{\text{径向}}=45\text{ mm}$ 时,制动盘最高温度几乎一致,均为制动盘最高温度最低值,但在列车制动结束后, $d_{\text{径向}}=40\text{ mm}$ 时制动盘最高温度明显低于 $d_{\text{径向}}=45\text{ mm}$ 时制动盘最高温度,因而 $d_{\text{径向}}=40\text{ mm}$ 的制动盘为最优制动盘,即:散热筋与边缘距离取13.5 mm时,散热筋的排布最优,此时散热筋与制动盘边缘的距离同制动盘直径之比为0.75。

4 结语

本文通过仿真对比分析不同 $d_{\text{径向}}$ 及 $d_{\text{周向}}$ 取值对制动盘阻力和散热性能的影响,得到制动盘最优的散热筋径向及周向布置间距,结论如下:

1) 制动盘阻力随 $d_{\text{周向}}$ 的增大而减小,工况2下制动盘的阻力矩最低。综合考虑制动盘机械功率与散热功率,工况2下制动盘散热功率与机械功率之比达到最优,即:散热筋直径为周向间距一半时,制动盘的总体性能最优。

2) $d_{\text{径向}}$ 对制动盘阻力及阻力矩的影响较小。散热功率随 $d_{\text{径向}}$ 的变化较小, $d_{\text{径向}}=40\text{ mm}$ 时制动盘在列车制动过程及列车制动结束时最高温度较低,由此 $d_{\text{径向}}=40\text{ mm}$ (即散热筋与制动盘边缘的距离同制动盘直径之比为0.75)时,制动盘的性能较优。

参考文献

- [1] 孙秉. 高速列车制动盘的散热模拟及优化[D]. 大连: 大连交通大学, 2018.
- SUN Bing. Simulation optimization of the heat dissipation of the brake disc of high speed train[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2018.
- [2] 左建勇, 罗卓军. 高速列车制动盘泵风效应分析[J]. 交通运输工程学报, 2014, 14(2): 34.

(下转第109页)

- eddy current braking on high-speed train[M]. Shanghai: Tongji University Press, 2014.
- [2] 严国斌. 高速列车混合励磁涡流轨道制动系统的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2010.
- YAN Guobin. The study of hybrid excitation rail eddy current braking system of high-speed train[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2010.
- [3] 应之丁, 陈家敏. 永磁减速装置结构对制动性能的影响分析[J]. 城市轨道交通研究, 2020, 23(9): 18.
- YING Zhiding, CHEN Jiamin. Influence analysis of the permanent magnet reducer structure on braking performance[J]. Urban Mass Transit, 2020, 23(9): 18.
- [4] 应之丁, 陈家敏. 基于电磁场形态调整的涡流制动效能分析[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2020, 48(3): 436.
- YING Zhiding, CHEN Jiamin. Efficiency analysis of eddy current braking based on electromagnetic field shape adjustment[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2020, 48(3): 436.
- [5] 应之丁, 陈家敏. 涡流源密度对旋转涡流制动装置性能的影响[J]. 机车电传动, 2019(3): 39.
- YING Zhiding, CHEN Jiamin. Influence of vortex source density on performance of rotatory eddy current brake device[J]. Electric Drive for Locomotives, 2019(3): 39.
- [6] 邓妮. 磁浮列车涡流制动系统建模及紧急制动控制策略的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2006.
- DENG Ni. Modeling and control simulation for eddy current braking system of maglev train[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2006.
- [7] ANWAR S, STEVENSON R C. Torque characteristics analysis for optimal design of a copper-layered eddy current brake system[J]. International Journal of Automotive Technology, 2011, 12(4): 497.
- [8] 朱科. 列车的轮缘涡流制动[D]. 兰州: 兰州交通大学, 2015.
- ZHU Ke. Eddy Current braking of the train wheel rim[D]. Lanzhou: Lanzhou Jiatong University, 2015.
- 收稿日期:2021-12-04 修回日期:2022-07-15 出版日期:2024-04-10
Received:2021-12-04 Revised:2022-07-15 Published:2024-04-10
· 通信作者:陈家敏, 硕士研究生, chenjiamin616@126.com
· ©《城市轨道交通研究》杂志社, 开放获取 CC BY-NC-ND 协议
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license

(上接第105页)

- ZUO Jianyong, LUO Zhuojun. Air-pumping effect analysis for brake disc of high-speed train[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2014, 14(2): 34.
- [3] 左建勇, 刘家良, 胡果, 等. 基于瞬态温升仿真的列车制动盘结构研究[J]. 机械设计与制造工程, 2018, 47(9): 13.
- ZUO Jianyong, LIU Jialiang, HU Guo, et al. Analysis on the structural parameters of train brake disc based on transient temperature simulation[J]. Machine Design and Manufacturing Engineering, 2018, 47(9): 13.
- [4] 卢术娟, 周素霞, 杨文澈, 等. 制动盘散热筋结构设计与热容量分析[J]. 中国科技论文, 2019, 14(6): 642.
- LU Shujuan, ZHOU Suxia, YANG Wenche, et al. Structural design and thermal capacity analysis of brake disc cooling ribs[J]. China Sciencepaper, 2019, 14(6): 642.
- [5] 李继山, 顾磊磊, 焦标强, 等. 350km/h 高速列车车轮制动盘仿真分析[J]. 铁道机车车辆, 2013, 33(2): 7.
- LI Jishan, GU Leilei, JIAO Biaoqiang, et al. Finite element analysis of the brake disc for 350 km/h high-speed train[J]. Railway Locomotive & Car, 2013, 33(2): 7.
- [6] SHAHZAMANIAN M M, SAHARI B B, BAYAT M, et al. Finite element analysis of thermoelastic contact problem in functionally graded axisymmetric brake disks[J]. Composite Structures, 2010, 92(7): 1591.
- [7] JIANG L, JIANG Y L, YU L, et al. Thermal analysis for brake disks of SiC/6061 Al alloy co-continuous composite for CRH3 during emergency braking considering airflow cooling[J]. Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 2012, 22(11): 2783.
- 收稿日期:2023-04-10 修回日期:2023-06-26 出版日期:2024-04-10
Received:2023-04-10 Revised:2023-06-26 Published:2024-04-10
· 第一作者:鄢艳丽, 高级工程师, yyli841211@163.com
通信作者:翟耕慰, 博士研究生, 2111246@tongji.edu.cn
· ©《城市轨道交通研究》杂志社, 开放获取 CC BY-NC-ND 协议
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license

欢迎访问《城市轨道交通研究》网站

<http://umt1998.tongji.edu.cn>