

基于热通量理论的制动系统冷却性能研究

窦 瑞, 寇 亮, 马 尧, 管欣臣, 李义超

中汽零部件技术(天津)有限公司, 天津

收稿日期: 2025年6月5日; 录用日期: 2025年7月10日; 发布日期: 2025年7月22日

摘 要

为了能够更加精准的预测乘用车在实际驾驶过程中盘式制中制动盘与摩擦片的温度变化情况, 需要对车辆行驶过程中非制动工况的冷却特性进行研究。研究团队根据热通量理论, 进行制动系统冷却性能理论推导, 并提出“冷却系数”, 并通过整车道路试验与惯量试验台分别进行“冷却系数”获取研究, 并将“冷却系数”应用至整车制动系统制动盘与摩擦片温度预测。

关键词

制动系统, 冷却特性, 冷却系数, 温度预测

Study on Cooling Performance of Braking System Based on Helt Flux Theory

Rui Dou, Liang Kou, Yao Ma, Xinchun Guan, Yichao Li

CATARC Component Technology (Tianjin) Co., Ltd., Tianjin

Received: Jun. 5th, 2025; accepted: Jul. 10th, 2025; published: Jul. 22nd, 2025

Abstract

In order to more accurately predict the temperature change of brake disc and friction plate during the actual driving process of passenger cars, it is necessary to study the cooling characteristics of the vehicle during non braking conditions. According to the heat flux theory, Research team conducts theoretical derivation of the cooling performance of the brake system, and puts forward the “cooling coefficient”, and conducts research on obtaining the “cooling coefficient” through the vehicle road test and inertia test bench, and applies the “cooling coefficient” to the temperature prediction of the brake disc and friction plate of the vehicle brake system.

文章引用: 窦瑞, 寇亮, 马尧, 管欣臣, 李义超. 基于热通量理论的制动系统冷却性能研究[J]. 交通技术, 2025, 14(4): 459-467. DOI: 10.12677/ojtt.2025.144046

Keywords

Braking System, Cooling Characteristics, Cooling Coefficient, Temperature Prediction

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

从能量守恒理论与动能定理进行分析,车辆的减速制动是将动能转化为热能的过程[1]。热能又以热传导以及热辐射的形式向制动系统零部件以及周围流场中进行传递。而传递到制动系统零部件的热能会使其升温,主要表现为制动盘与摩擦片表面积内部温度会升高。制动器的温度变化及制动系统过热衰退会影响到整车的制动性能,所以主机厂及零部件供应商在制动系统初期需要进行制动系统热校核。

目前主流的制动系统热校核的方式有 CFD 仿真、零部件台架试验验证及整车试验验证。上述三种验证方式存在各自的弊端与缺陷,所以中汽零部件开发出一款基于热通量理论乘用车盘式制动系统的制动盘&摩擦片温度预测工具。中汽零部件对制动加热过程与制动冷却过程中的制动系统冷却特性进行深入研究,以便提高仿真精度。

目前制动系统冷却特性研究主要研究对象为制动系统单品零部件与整车制动系统。Jerhamre A 与 Bergstrom C 通过 CFD 手段对沃尔沃 S80 单个制动盘进行制动冷却性能进行仿真[2];李杰等人对影响通风盘对流换热的因素进行了研究总结,对提出了优化设计建议[3];吴波等人基于流固耦合传热理论进行了制动盘瞬态温度场研究[4];吴佳伟等人对通风盘气流方向对散热性能的影响进行了研究[5];杜旭之等人利用 CFD 仿真与 CWT 对乘用车冷却特性进行了研究,并初步提出进行了冷却系数相关研究[6];陈友飞等人对制动盘基于后向差分法进行热分析模型的建立[7];Thomas S 基于整车环境对乘用车制动盘冷却特性进行了分析[8];Mukutmoni D 等人进行了制动器冷却的精确数值模拟在制动器设计过程中的作用研究[9]。

冷却系数的概念已有多名学者进行相关研究[10][11]。研究团队从热通量角度进行冷却系数理论推导,并进行整车冷却系数试验,从而获得整车冷却系数曲线。进而将整车冷却系数试验工况进行台架等效转化,并将转化后的结果应用至制动盘&摩擦片温度预测工具中,从而解决客户在制动匹配选型初期进行制动系统热校核时,无法获得冷却系数的困扰。

2. 冷却系数理论推导

2.1. 冷却系数理论推导

由热通量理论对物体在环境中冷却时的热传导过程进行理论推导,假设其温度在微小的时间 dt 下的温度变化量为 dT ,其热传导方程为:

$$-\rho \times c \times V \times \frac{\partial T}{\partial t} = h \times S \times (T - T_a) \quad (1)$$

式中: ρ 为物体的密度, c 为物体的比热容, V 为物体的体积, h 为物体的传热系数, S 为物体的表面积, T 为物体冷却开始时的温度, T_a 为环境温度, t 为物体由 T 降温冷却至 T_a 所需的时间。

对式(1)进行积分, 以 $t=0$ 及 $T=T_0$ 为条件确定积分常数, 可得:

$$\theta = \frac{T-T_a}{T_0-T_a} = \text{EXP}\left(-\frac{h \cdot S}{c \cdot \rho \cdot V} * t\right) \quad (2)$$

其中 $h \times s / c \times \rho \times V$ 为常数项, 我们将其定义为冷却系数, 符号为 b_v 。该物体在物体移动速度为 0 时的冷却系数为冷却系数常数, 称其为 b_{v0} , 但冷却系数常数无法用于制动系统冷却特性研究, 所以我们需要考虑基于整车环境进行制动系统冷却特性研究。

对式(2)进行转换可得:

$$T-T_a = (T_0-T_a) \times e^{b_v * t} \quad (3)$$

由式(3)可以看出, 在物体冷却过程中, 在保持环境温度及物体移动速度不变的前提下, 物体温度是以指数形式接近环境温度。

令 $\theta = (T-T_a) / (T_0-T_a)$, θ 为无量纲温度值。在带入 $\tau = b_v * t$, 其为无量纲时间。那么式(2)可以简化为:

$$\theta = \text{EXP}(-\tau) \quad (4)$$

从冷却系数公式, 制动系统即制动盘或者摩擦片的冷却特性主要受传热系数 h 影响。

2.2. 传热系数 h 的定义与影响因素

传热系数又称对流交换系数, 其公式由牛顿于 1701 年提出, 其表征意义为流体与固体壁面之间对流传热的热流与它们的温度差成正比, 即:

$$q = h \times (T_w - T_\infty) \quad (5)$$

$$Q = h \times A \times (T_w - T_\infty) = q \times A \quad (6)$$

式中: q 为单位时间交换的热量, T_w 为固体表面的温度, T_∞ 为流体问题, A 为物体表面积, Q 为单位时间 A 上的传热热量。所以对流传换系统 h 的计算公式为:

$$h = \frac{Q}{A \times (T_w - T_\infty)} = \frac{q}{(T_w - T_\infty)} \quad (7)$$

h 与影响换热过程的各种因素相关, 并且在复杂的制动过程中会有很大范围的变化, 所以牛顿冷却定律只能看作是传热系数的一个定义式, 其无法给工程计算带来实际性的简化。

影响整车制动系统对流换热系数的主要因素有: 对流运动成因和流动状态; 流体的物理性质(随种类、温度和压力而变化); 传热表面的形状、尺寸和相对位置; 流体有无相变。其中对流运动成因与流动状态的影响占比最大。所以需要考虑如何通过试验方法去进行冷却系数求解。

3. 整车冷却性能试验方法与结果

由于通过理论分析可得, 影响冷却系数的主要参数为物体的流动状态, 在汽车领域即为车辆的移动速度, 所以研究团队通过设计整车试验, 来获取不同车速下的制动盘冷却性能。

3.1. 整车冷却系数测量试验设计

当前国内主机厂热性能验证方案主要为 AMS 试验, 一般车辆 AMS 试验最后一次制动后的制动盘温度 $450 \sim 500^\circ\text{C}$, 所以设计整车冷却系数测量工况如下:

(1) 试验前准备: 试验开始前, 需要对被测车辆加装传感器, 所需采集参数及精度要求如表 1 所示。

Table 1. Statistical table of test equipment installation
表 1. 试验设备加装统计表

序号	采集参数	采集范围	精度要求
1	时间	/	±0.01 s
2	车速	0~180 km/h	±1.8 km/h
3	制动减速度	±1 g	±0.015 g
4	前制动盘温度	-20~1000℃	±0.1℃
5	后制动盘温度	-20~1000℃	±0.1℃
6	环境温度	-20~50℃	±0.1℃
7	环境风速	0~5 m/s	±0.1 m/s

(2) 试验场地要求：试验过程中，任何方向上风速不得超过 5 m/s，与车辆行驶方向的风速不得超过 4 m/s。试验需在坡度小于 2%的平坦路面上进行。

(3) 加热升温工况：试验开始前，使车辆加速至 120 km/h，然后以 0.5 g 的减速度进行减速至 60 km/h，进行制动盘升温。重复上述动作，直至最后一次制动减速升温后制动盘温度上升到 450℃~500℃之间，转入下一个工况冷却章节。

(4) 冷却工况：试验分为四个工况：静止冷却、40 km/h 匀速行驶冷却、80 km/h 匀速行驶冷却、120 km/h 匀速行驶冷却。

(5) 数据采集：试验准备完成后，开始进行试验。需要记录整个过程(包含加热与冷却俩个工况)所用的时间、温度、车速及制动减速度的变化。

3.2. 试验数据处理与分析

研究团队以某新能源电车为研究对象，进行了整车冷却系数试验。将试验结果截取前 600 s，按照 60 秒为时间间隔进行温度划分，处理结果见表 2。

Table 2. Statistical table of brake disc temperature under each interval
表 2. 每间隔下制动盘温度统计表

时间(s)	前制动盘温度(℃)			
	0 km/h	40 km/h	80 km/h	120 km/h
0	523.62	524.43	512.80	516.95
60	431.78	403.99	369.94	347.19
120	383.89	337.42	286.80	251.97
180	346.37	287.90	227.14	184.91
240	314.51	245.46	180.55	136.32
300	286.76	210.18	144.78	101.45
360	262.11	181.37	117.93	76.30
420	240.98	156.83	96.28	58.80
480	221.08	136.57	79.60	46.84
540	201.87	120.57	67.84	39.07
600	184.66	106.05	59.01	33.66

将每个划分点的温度值 θ 与环境温度 θ_0 做差值处理, 然后将时间与 $LN(\theta - \theta_0)$ 做斜率处理, 最后对其结果应用 INTERCEPT 函数, 其结果为该工况的冷却系数, 计为 b_v 。结果见图 1。

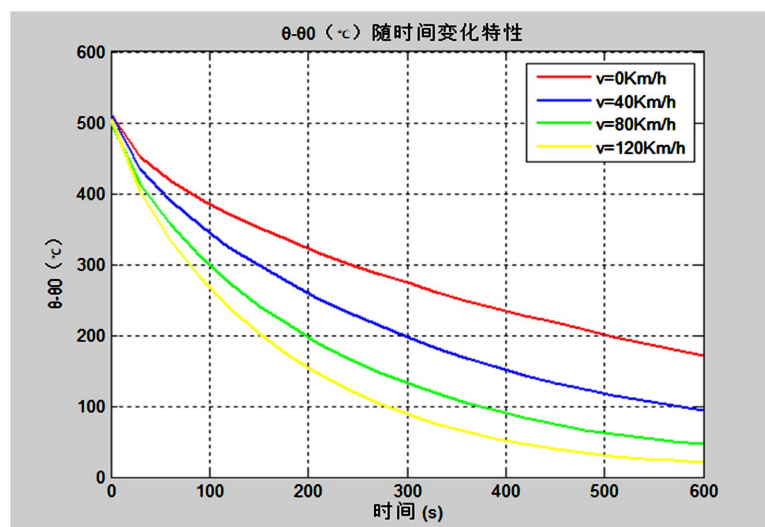


Figure 1. $\theta - \theta_0$ versus time curve

图 1. $\theta - \theta_0$ 随时间变化曲线

使用 $t = 0$ 时的 T_0 以及 $t = t_1$ 的 T_s , 使用无量纲温度进行 $\theta = (T_s - T_a) / (T_0 - T_a)$ 求解, 并根据式(4)进行 τ 的数值求解。得到 τ 值后, 通过式(3)进行 b_v 值的求解, b_v 的求解公式可以变换为式(8)与式(9), 其中 $\alpha = LN(T_0 - T_a)$ 为常数项。应用式(8)与式(9)对结果求解, 如图 2 与图 3 所示。

$$b_v = \frac{-LN(T_0 - T_a) - LN(T_s - T_a)}{t_1} \quad (8)$$

$$b_v = \frac{\alpha - LN(T_s - T_a)}{t_1} \quad (9)$$

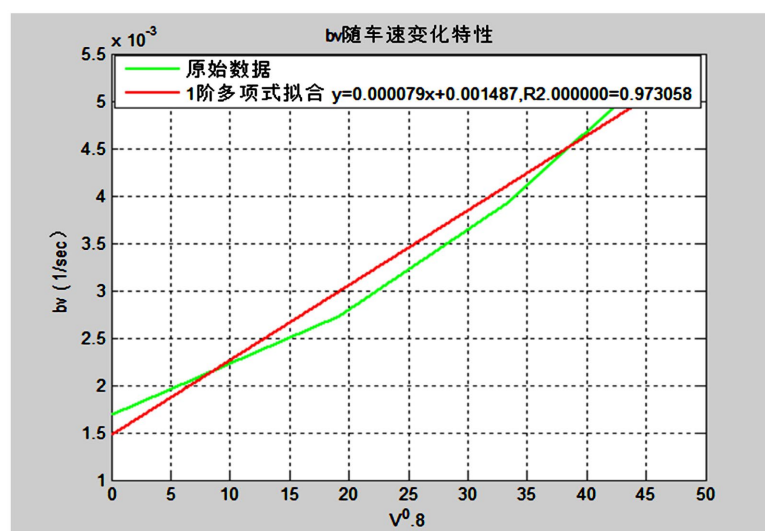


Figure 2. Relation curve between cooling coefficient and vehicle speed

图 2. 该车型冷却系数与车速关系曲线

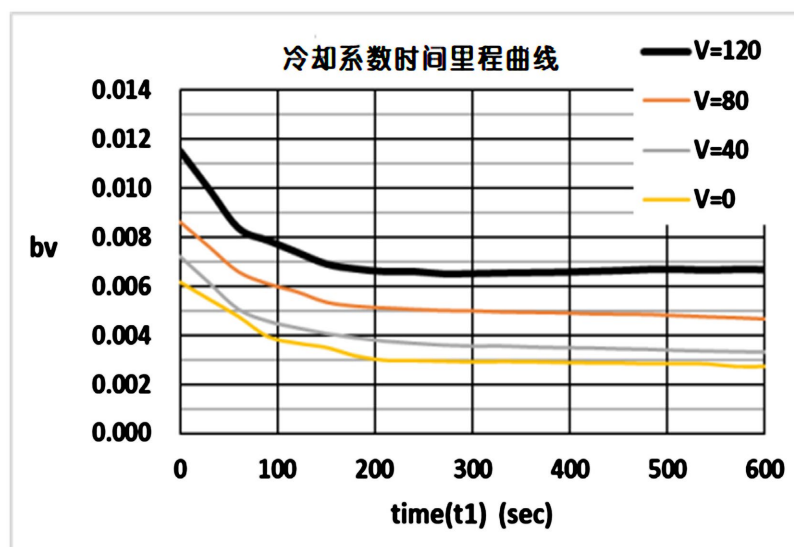


Figure 3. Cooling coefficient versus time curve of the vehicle
图 3. 该车型冷却系数与时间关系曲线

4. 制动惯量试验台试验验证

因在制动系统匹配选型初期，整车环境下的冷却系数获取难度较大，所以研究团队将整车工况进行台架转化，并通过制动惯量试验台获取该车型不同车速下的制动盘盘温变化趋势，以期获得制动惯量试验台下的冷却系数。

4.1. 台架冷却系数测量试验设计

本次台架工况转化在 LINK3900 上进行。制动惯量台架测试与整车测试最大的区别为制动盘周围流场存在较大的差异，为了使惯量台架更加贴近整车，测试过程中将整车 1/4 悬架、轮胎、周围结构件都加入到测试中来，并施加不同的冷却风速。测量示意图见图 4。

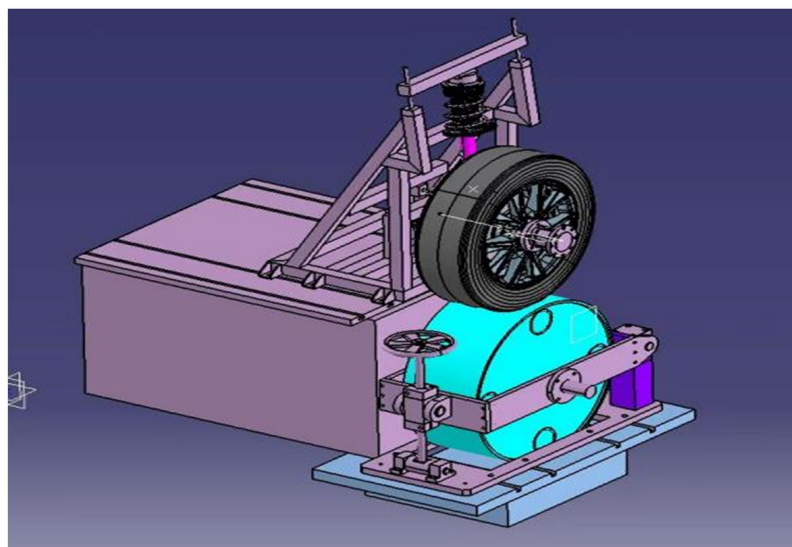


Figure 4. Schematic diagram of bench cooling coefficient test
图 4. 台架冷却系数试验示意图

4.2. 台架冷却系数测量试验设计

以无冷却风的数据为例进行台架试验数据处理分析，每 60 s 为间隔制动盘温度数据处理结果如表 3 所示。

Table 3. Statistical table of brake disc temperature under each interval
表 3. 每间隔下制动盘温度统计表

时间(s)	前制动盘温度(℃)			
	0 km/h	40 km/h	80 km/h	120 km/h
0	510.74	514.13	507.13	514.91
60	463.59	449.54	423.35	415.16
120	432.23	400.97	358.76	339.30
180	404.08	357.94	305.57	275.17
240	378.86	320.35	262.31	221.75
300	355.92	287.12	226.00	179.49
360	335.09	257.59	195.01	149.42
420	316.14	231.09	168.37	125.84
480	298.65	207.69	146.21	106.07
540	282.54	186.91	128.04	90.69
600	267.57	168.65	111.74	78.78

5. 热性能仿真与实测对比分析

通过整车与零部件惯量台架试验，分别获得了该车型在整车与零部件状态下的冷却系数：
整车状态下的冷却系数公式为：

$$b_v = 0.000079 \times V^{0.8} + 0.007487 \tag{10}$$

零部件惯量台架无冷却风状态下的冷却系数公式为：

$$b_v = 0.000133 \times V^{0.8} + 0.001010 \tag{11}$$

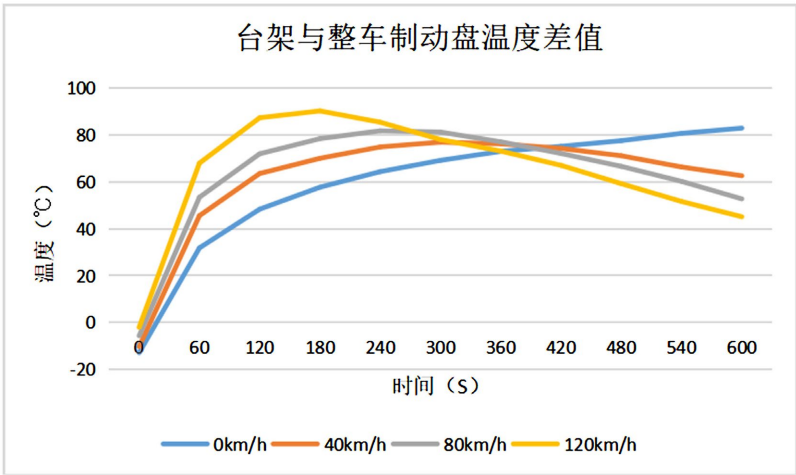


Figure 5. Comparison results of brake disc temperature changes between bench and vehicle
图 5. 台架与整车制动盘温度变化对比结果

将整车与零部件惯量台架关键点制动盘温度做差值，结果如图 5 所示。

将冷却系数概念带入带研究团队制动盘&摩擦片温度预测工具中，进行 AMS 工况的仿真与实测对比分析，对比结果如图 6 与图 7 所示。

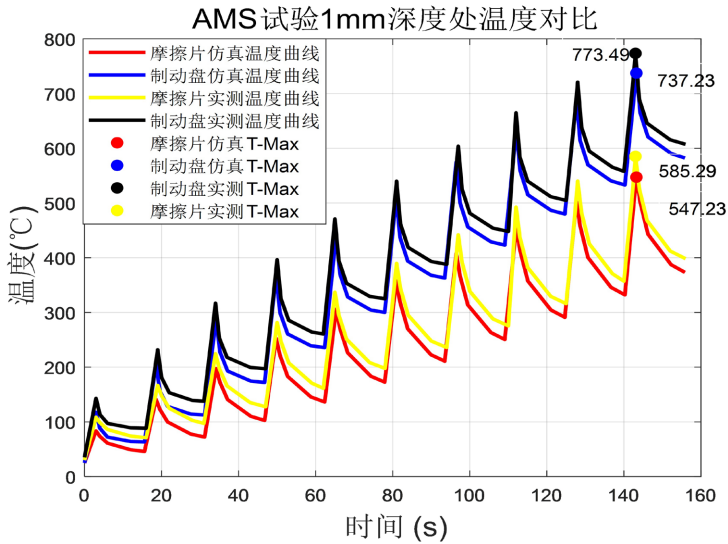


Figure 6. Temperature comparison diagram at 1 mm depth of Disc & Pad under AMS working condition

图 6. AMS 工况 Disc & Pad 1 mm 深度处温度对比图

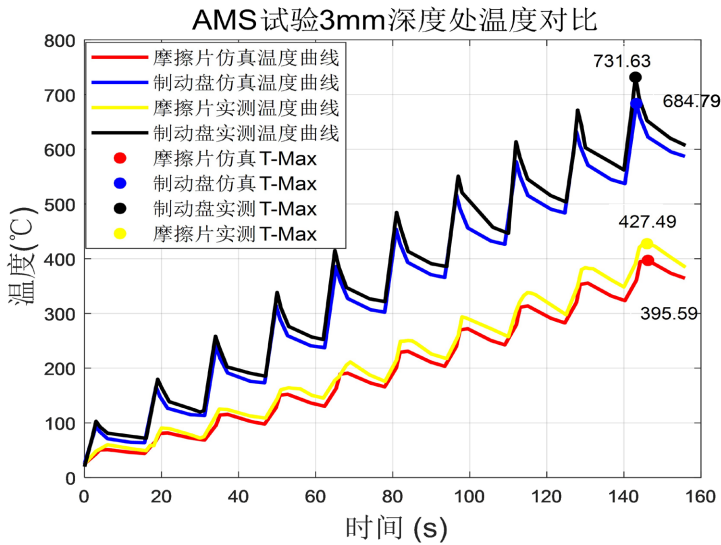


Figure 7. Temperature comparison diagram at 1 mm depth of Disc & Pad under AMS working condition

图 7. AMS 工况 Disc & Pad 1 mm 深度处温度对比图

6. 结语

通过热通量理论进行冷却系数公式推导，获得研究车型整车及零部件惯量台架状态下的冷却系数，并将其应用到 AMS 工况制动盘与摩擦片温度预测仿真计算中，仿真与实测温度曲线变化基本一致，第 10 次制动后误差分别为 4.92%、6.84%、6.96%与 8.06%，均低于 10%，具有较高的仿真精度。

研究过程中同样发现了冷却系数的变化特性,整车与零部件惯量台冷却系数具有一定的关联性,后续将持续进行测试研究,完成大量数据积累,以便简化冷却系数获得途径。

参考文献

- [1] 余志生. 汽车理论[M]. 第6版. 北京: 机械工业出版社, 2018: 100-102.
- [2] Jerhamre, A. and Bergström, C. (2001) Numerical Study of Brake Disc Cooling Accounting for Both Aerodynamic Drag Force and Cooling Efficiency. SAE Technical Paper 2001-01-0948, 1156-1163. <https://doi.org/10.4271/2001-01-0948>
- [3] 李杰, 陶龙, 顾佳玲, 陈诚, 陈颖. 车辆通风式制动盘内部通道对流换热研究综述[J]. 交通运输工程学报, 2022, 22(2): 19-40.
- [4] 吴波, 孙磊. 基于流固耦合传热的制动盘瞬态温度场研究[J]. 机械设计与制造, 2020(6): 117-120.
- [5] 吴佳伟, 杨志刚. 气流方向对通风制动盘散热性能的影响[J]. 汽车工程学报, 2014, 4(6): 418-423.
- [6] 杜旭之, 杨志刚, 李启良, 赵兰萍. 某乘用车制动盘冷却特性的研究[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2016, 44(5): 787-793.
- [7] 陈友飞, 李亮, 杨财, 宋健. 制动器热分析有限差分仿真模型的研究[J]. 汽车工程, 2012, 34(3): 236-240.
- [8] Thomas, S. (2009) Cooling Analysis of a Passenger Car Disc Brake. SAE Technical Paper 2009-01-3049.
- [9] Mukutmoni, D., Jelic, S., Han, J. and Haffey, M. (2012) Role of Accurate Numerical Simulation of Brake Cooldown in Brake Design Process. *SAE International Journal of Passenger Cars—Mechanical Systems*, 5, 1199-1210. <https://doi.org/10.4271/2012-01-1811>
- [10] Yigit, S., Penther, P., Wuchatsch, J. and Werner, F. (2013) A Monolithic Approach to Simulate the Cooling Behavior of Disk Brakes. *SAE International Journal of Passenger Cars—Mechanical Systems*, 6, 1430-1437. <https://doi.org/10.4271/2013-01-2046>
- [11] Johnston, M., Leonard, E., Monsere, P. and Riefe, M. (2005) Vehicle Brake Performance Assessment Using Subsystem Testing and Modeling. SAE Technical Paper 2005-01-0791. <https://doi.org/10.4271/2005-01-0791>