

乘客电梯块式制动器制动力矩仿真分析

陈严嘉, 魏义敏

浙江理工大学, 浙江省机电产品可靠性技术研究重点实验室, 浙江 杭州

收稿日期: 2023年1月9日; 录用日期: 2023年3月2日; 发布日期: 2023年3月9日

摘要

块式制动器是乘客电梯重要的安全部件之一, 制动力矩是其主要性能指标。本文主要探究制动载荷大小、制动载荷偏载情况和闸瓦包角等因素对制动力矩的影响。分别建立了闸瓦包角为 11.0° 、 13.0° 、 15.0° 、 17.0° 的块式制动器模型, 导入ABAQUS软件中, 基于热-应力耦合分析方法, 得到制动力矩与制动载荷的对应关系, 以及温度云图和应力云图, 并通过台架制动力矩试验验证仿真方法的准确性。结果表明, 随着制动载荷增加, 制动力矩、接触应力和温度不断增加; 在较高制动载荷工况下, 存在制动力矩因摩擦面温升而减小的现象; 当制动器发生偏载时, 制动力矩随偏载度增大而减小, 并且周向偏载对制动力矩的影响大于侧向偏载。较低制动载荷工况下, 闸瓦包角对制动力矩无显著影响; 较高制动载荷工况下, 制动力矩随着闸瓦包角的增加而增加。研究结果可为制动器闸瓦的安装与设计提供参考依据。

关键词

块式制动器, 制动力矩, ABAQUS, 热-应力耦合

Simulation Analysis for Braking Torque of Block Brakes of Passenger Elevators

Yanjia Chen, Yimin Wei

Zhejiang Province's Key Laboratory of Reliability Technology for Mechanical and Electrical Product, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou Zhejiang

Received: Jan. 9th, 2023; accepted: Mar. 2nd, 2023; published: Mar. 9th, 2023

Abstract

Block brakes are important safety equipment for passenger elevators, and braking torque is one of its main performance indicators. This paper mainly explores the effects of brake load magnitude, brake load eccentricity and brake shoe wrapping angle on braking torque. Block brake mod-

els with brake shoes with wrapping angles of 11.0° , 13.0° , 15.0° and 17.0° were established respectively, imported into ABAQUS software, and based on the thermal-stress coupling analysis method, the correspondence between braking torque and braking pressure, as well as temperature cloud and stress cloud map, were obtained, and the accuracy of the simulation method was verified by braking torque bench test. The results show that with the increase of braking pressure, the braking torque, contact stress and temperature increase. Under high braking pressure conditions, there is a phenomenon that the braking torque decreases due to the temperature rise of the friction surface. When the braking load is eccentric, the braking torque decreases with the increase of the eccentric load, and the influence of circumferential eccentric load on the braking torque is greater than that of lateral eccentricity. Under low braking load conditions, the brake-wrapping angle has no significant effect on the braking torque. Under higher braking load conditions, the braking torque increases with the increase of the brake shoe wrapping angle. The results can provide a reference for the installation and design of brake shoes.

Keywords

Block Brakes, Braking Torque, ABAQUS, Thermal-Stress Coupling

Copyright © 2023 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

块式制动器因其具有结构紧凑、动作迅速和可靠性高的优点,广泛用于乘客电梯曳引系统,是保障乘客电梯安全运行和应对突发情况的关键设备。随着乘客电梯的长期工作使用,闸瓦磨损、弹簧调整不当等原因导致块式制动器的制动性能不能满足设计指标,严重时甚至引发安全事故[1]。反应块式制动器制动性能的主要指标是其在制动过程中下能产生的制动力矩。GB_T 24478-2009《电梯曳引机》对制动力矩做出要求,单个制动器工作情况下,制动力矩应至少为曳引机额定转矩折算到制动轮上的力矩的 2.5 倍。因此,探究块式制动器制动力矩的影响因素对保障乘客生命安全具有重要意义。

目前,国内外研究者对于各类制动装置制动过程进行了深入研究。高飞等[2]运用有限元方法分析紧急制动过程其摩擦副解构与制动盘表面温升的关系。Nandhakumar S 等[3]对鼓式制动器材料性能进行研究,分析其制动状态下应力和温升的关系。孙继宇等[4]考虑了不同道路工况条件下,不同制动模式对鼓式制动器最高温度的影响,得到热衰退的临界温度点。赵子衡等[5]在仿真分析过程中,采用完全耦合法依据制动面磨损行为修正热-应力计算结果,得到鼓式制动器温度、接触应力和磨损率变化规律。毕世英等[6]使用有限元分析方法,对汽车制动器进行了热分析,将得出的温度场结果附加到模型之中,分析发现,制动鼓摩擦副温度过高是导致制动失效的主要原因。张森等[7]综合运用紧耦合和松耦合算法,实现了多物理场的完全耦合运算,实现节点瞬态温度数值计算值与试验值的良好匹配。Ivan Kernytsky 等[8]在制动器摩擦副对流换热分析中加入流动条件和边界热层,对具有新边界条件的换热过程进行了解析,探究了制动过程中热流密度的大小和金属摩擦元件表面体积温度之间的关系。杨周等[9]为了解决盘式制动器由于摩擦温度过高而导致可靠性降低的问题,以某种汽车的通风盘式制动器为例,进行了热-机耦合渐变可靠性灵敏度分析。结果表明:制动盘单侧厚度对可靠性影响最高,制动盘材料的热力学性质次之。吴刚等[10]考虑温度变化对材料物理性能和摩擦因数的影响,运用 ANSYS Workbench 模拟分析不同制动初速度与不同制动压力下制动盘的热-机耦合特性,探究制动盘不同维度下温度场与应力场分布规

律。结果表明：紧急制动过程中，温度和应力的最大值与制动初速度和制动压力成正相关；制动初速度和制动压力对制动盘温度场和应力场有较大的影响。

本文以某型号乘客电梯块式制动器为研究对象，建立热-应力耦合有限元仿真模型，考虑温度对材料热力学性能和热力学性能的影响，分析了不同制动载荷工况下制动力矩的变化情况，并通过制动力矩台架试验验证仿真模型的准确性，同时分析了制动载荷偏载情况和闸瓦包角大小对制动力矩的影响。

2. 理论分析和相关计算

2.1. 热-应力耦合理论分析

块式制动器制动过程是复杂的热-应力耦合过程，闸瓦与制动轮之间的接触运动使摩擦副产生大量热量，由于材料热力学性能的影响，导致制动接触面瞬态温度场分布情况复杂不均匀，而温度场分布的不均匀又会影响制动接触面接触应力和接触状态，接触应力的改变反过来会影响摩擦热动态热流分配和制动力矩等力学性能。

根据 Fourier 能量传递定律和能量守恒定律，一般三维问题中，瞬态温度场满足如下微分方程[11]：

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \rho Q = 0 \quad (1)$$

在有限元分析中，其等效的积分形式为：

$$\int_V \left(\rho c \frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right) \cdot \delta T dV = \int_V \rho Q \delta T dV \quad (2)$$

其中： ρ 表示材料的密度； c 表示材料的比热容； T 表示温度； δT 表示温度的虚位移； t 表示时间； λ_x 、 λ_y 、 λ_z 分别表示材料沿 x 、 y 、 z 方向的热传导系数； Q 表示物体内部的热源密度。

在瞬态热力学分析过程中，为了得到方程的唯一解，并同时使模型更加贴合实际工况，通常需要设置初始条件和三类边界条件。初始条件为 $t=0$ 时刻模型的温度场分布即[12]

$$T|_{t=0} = T(x, y, z) \quad (3)$$

第一类边界条件为给定物体表面温度与时间的关系，即：

$$T = f(x, y, z, t) \quad (4)$$

第二类边界条件为通过物体单位面积表面的热流与时间的关系，即热流密度边界条件：

$$\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} l_x + \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} l_y + \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} l_z + q = 0 \quad (5)$$

其中： l_x 、 l_y 、 l_z 分别表示边界上单位外法向量在 x 、 y 、 z 方向的分量； q 表示热流密度。

第三类边界条件为物体与周围环境介质因为对流作用形成的传热关系，即对流换热边界条件：

$$q = h(T - T_a) \quad (6)$$

其中： h 为对流换热系数； T_a 为周围环境温度。

2.2. 模型对流换热系数的计算

对流传热是指运动流体和与其相互接触的固体壁面的热量传递现象，是热对流与热传导的综合过程。通常，对流换热系数 h 与流体与固体之间相对运动速度有关，对于制动器制动过程中，对流换热系数 h 随着制动轮转速有关。根据相关经验公式[13]，块式制动器制动过程对流换热系数为：

$$h = \begin{cases} 0.7 \frac{\lambda_a}{D} Re^{0.55}, Re \leq 2.4 \times 10^5 \\ 0.04 \frac{\lambda_a}{D} Re^{0.8}, Re > 2.4 \times 10^5 \end{cases} \quad (7)$$

其中: λ_a 表示空气的热传导系数; D 表示制动轮半径; Re 表示空气的雷诺数, $Re = \omega DL\rho_a/3.6\mu_a$; ω 表示制动轮角速度; ρ_a 表示空气的密度; μ_a 表示空气的动力粘度; L 表示制动轮的特征长度。

根据文献[14], 空气的热传导系数 $\lambda_a = 0.0276 \text{ W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$, 空气的密度 $\rho_a = 1.29 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, 空气的动力粘度 $\mu_a = 17.9 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。对于本文中的制动轮模型, 制动轮的特征长度即为制动轮半径, $L = D = 0.25 \text{ m}$ 。某型号乘客电梯以额定速度运行时, 制动轮转速 $\omega_0 = 17.46 \text{ rad/s}$, 紧急制动工况下制动轮减速, 由此可知制动过程中 $\omega < \omega_0$, 计算得到雷诺数 $Re < 0.2 \times 10^5$ 。将以上数据代入式(6)可得

$$h = 3.906\omega^{0.55} \quad (8)$$

3. 仿真分析

3.1. 几何模型

块式制动器结构如图 1 所示。曳引机正常运行时, 电磁线圈通电工作, 动盘在电磁力的作用下克服弹簧力吸合到静盘上, 闸瓦与制动轮脱离接触。当电梯需要平层靠站或紧急制动时, 线圈失电, 动盘在弹簧力的作用下迅速使闸瓦紧密贴合制动轮, 在闸瓦与制动轮之间的摩擦力作用下形成制动力矩, 使曳引机保持静止。

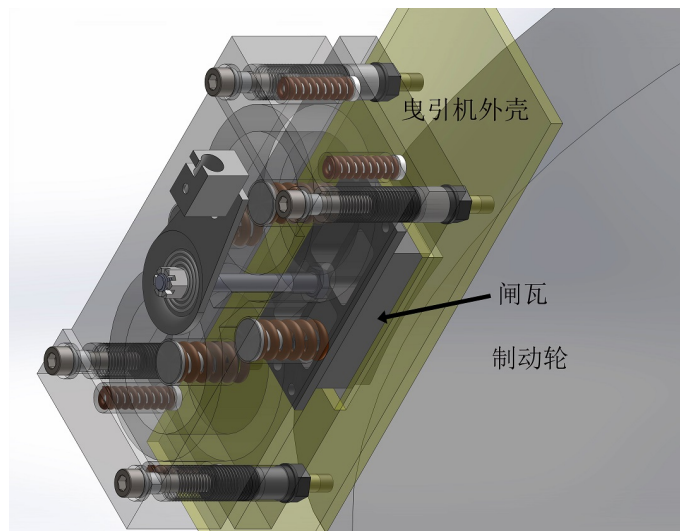


Figure 1. Block brake structure diagram

图 1. 块式制动器结构简图

在 SOLIDWORKS 软件中建立闸瓦与制动轮的模型, 导入到 ABAQUS 仿真软件并划分网格。制动轮半径 $D = 0.25 \text{ m}$, 闸瓦长度 $H = 100 \text{ mm}$, 厚度 $d = 10 \text{ mm}$, 闸瓦宽度 $b_1 = 60 \text{ mm}$, 制动轮宽度 $b_2 = 80 \text{ mm}$, θ 为闸瓦包角, 如图 2 所示。建立闸瓦包角为 11.0° 、 13.0° 、 15.0° 、 17.0° 的模型, 以探究闸瓦包角对制动力矩的影响。

为了提高仿真的计算效率和收敛性, 将块式制动器简化为包含闸瓦和部分制动轮的有限元模型, 如图 3 所示。闸瓦和制动轮网格采用热-应力耦合分析实体单元 C3D8T, 网格控制算法为中性轴算法, 采用

温度-位移耦合求解器。闸瓦模型平均单元尺寸为 0.7 mm，制动轮模型平均单元尺寸为 1.8 mm。在制动轮几何中心设置参考点与制动轮完全耦合，以输出制动过程中的制动力矩。

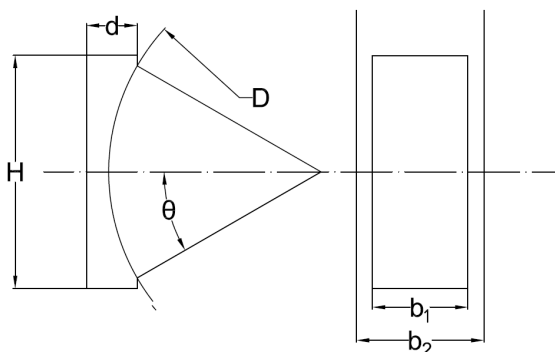


Figure 2. Block brake structural parameters

图 2. 块式制动器结构参数

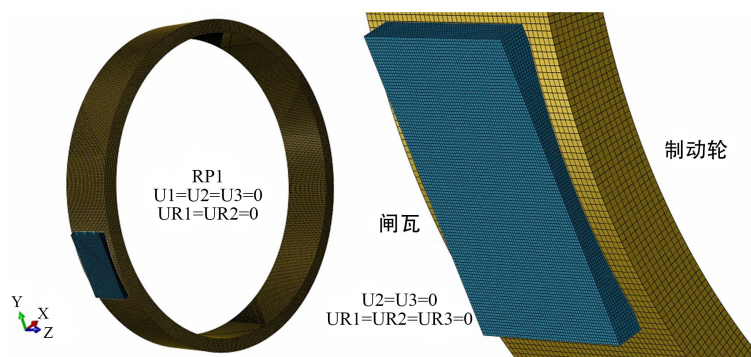


Figure 3. Finite element model of block brakes

图 3. 块式制动器有限元模型

3.2. 材料参数

闸瓦为树脂基合成材料，其主要成分为石墨、钢纤维、酚醛树脂和丁苯橡胶。制动轮材料为铸钢 12CrNi3。闸瓦的弹性模量为 22 GPa，比热容为 $1200 \text{ J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$ ，分析计算所需的其他参数如表 1~4 所示。

Table 1. Physical parameters of brake shoe and brake wheel

表 1. 闸瓦与制动轮物理参数

部件	泊松比	密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	热传导系数/ $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$
闸瓦	0.27	1550	0.9
制动轮	0.24	7228	48

Table 2. Thermodynamic parameters of cast steel 12CrNi3

表 2. 铸钢 12CrNi3 的热力学参数

温度/K	弹性模量/GPa	比热容/ $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	热膨胀系数/ (10^{-6} K^{-1})
293.15	210	1600	5.0
373.15	199	1650	5.1
473.15	190	1700	5.4
573.15	180	1750	6.1

Table 3. Thermal expansion parameters of gate shoe materials
表 3. 闸瓦材料的热膨胀参数

温度/K	293.15	373.15	473.15	573.15
热膨胀系数/(10 ⁻⁵ K ⁻¹)	1.8	2.5	3.2	4.7

Table 4. Coefficient of friction vs. brake contact surface temperature
表 4. 摩擦系数与制动接触面温度关系

温度/K	293.15	373.15	423.15	473.15	523.15
摩擦系数	0.48	0.48	0.47	0.44	0.40

3.3. 边界条件设置

对闸瓦 Y, Z 方向的平动自由度和绕 X, Z 轴转动自由度进行约束。在制动轮几何中心参考点上, 对 X, Y, Z 平动自由度和绕 X 轴和绕 Y 轴转动自由度进行约束, 在闸瓦背面施加制动载荷。T/CAE 021-2019 《电梯电磁式制动器》对制动力矩的定义和推荐的制动力矩测试方法为: 使块式制动器处于制动状态下, 通过动力源在制动轮上缓慢增加力矩, 记录制动轮刚开始转动时的力矩值为制动器的制动力矩值。

由于块式制动器闸瓦、隔套螺栓、弹簧等零件的制造和安装误差, 以及人工调整不当, 往往不能保证闸瓦背面制动载荷精确均匀分布, 导致在闸瓦长期使用的过程中出现偏磨等现象, 影响闸瓦的使用寿命和乘客电梯的运行安全。为了分析制动载荷偏载情况对制动力矩的影响, 在闸瓦背面用解析场的形式施加非均匀分布的载荷。根据实际情况, 设计闸瓦背面载荷周向偏载和侧向偏载两种情况, 定义闸瓦背面最小载荷与平均载荷差值与平均载荷比值为偏载度 ξ 以衡量闸瓦背面载荷的偏载程度, 并保持不同偏载度下闸瓦背面载荷等效的集中力大小不变, 如图 4 所示。偏载度的计算方法如式(9)所示。

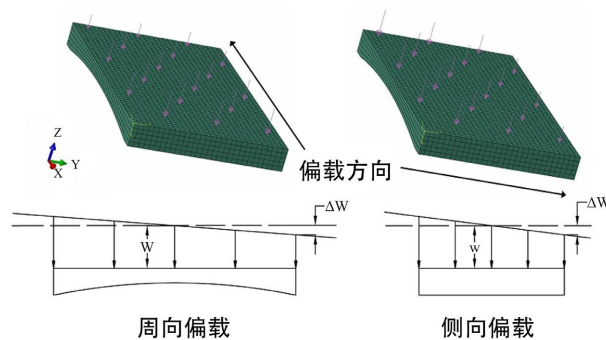


Figure 4. Diagram of eccentric load direction

图 4. 偏载方向示意图

$$\xi = \frac{\Delta W}{W} \times 100\% \quad (9)$$

温度边界条件中, 以预定义场的形式设置模型环境温度为室温 293.15 K。设置制动接触面为第二类边界条件, 制动轮侧面和闸瓦侧面为第三类边界条件。根据式(8), 运用 ABAQUS 软件中的 FILM 子程序定义表面换热系数 h [15]。

4. 试验分析

试验装置

按照 T/CAE 021-2019 《电梯电磁式制动器》推荐的测试方法, 进行块式制动器制动力矩台架试验,

试验台如图 5 和图 6 所示。该试验台主要由加载电动机、减速机、转矩转速传感器、联轴器、曳引机、被测块式制动器等组成。控制系统通过变频调节加载电动机的转速, 对曳引机施加不同动力矩使曳引机开始转动, 通过转矩转速传感器测量并记录力矩值。取曳引机刚开始转动后 5 s 内力矩读数的平均值为试验的制动力矩数值。

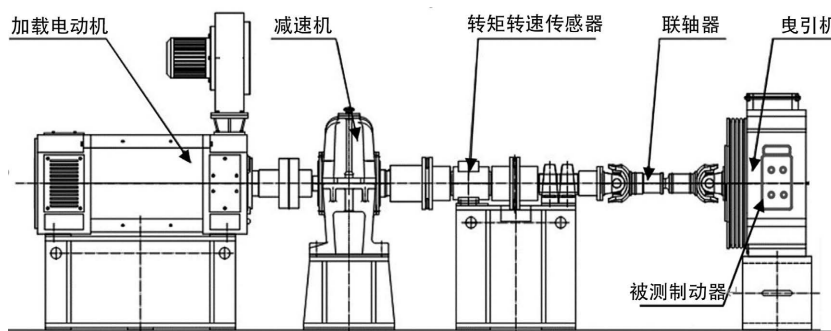


Figure 5. Schematic diagram of the test bench structure
图 5. 试验台结构简图

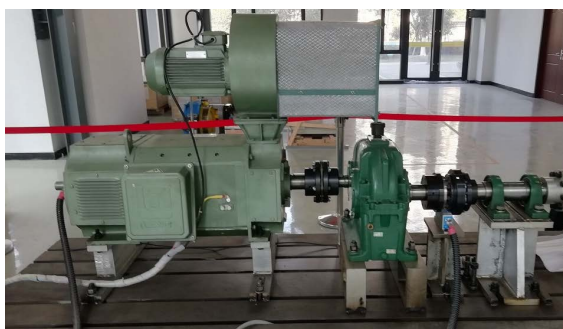


Figure 6. Photo of the test bench structure
图 6. 试验台实物图

保持安装螺栓与隔套螺栓之间相对位置不变, 在隔套螺栓和机架(曳引机外壳)之间添加钢垫片, 加大了弹簧的自由行程, 如图 7 所示。由于制动载荷由制动弹簧提供, 通过改变弹簧的自由行程从而改变块式制动器处于制动状态时的制动弹簧的压缩量, 以实现不同制动载荷条件下的制动力矩测试。根据某型块式制动器结构参数和制动弹簧规格参数, 得到不同垫片数量对应的弹簧组整体输出的制动载荷数值, 以便定量分析制动力矩与制动载荷之间的关系。试验在室温环境下进行, 并且保证每组试验开始时, 闸瓦和制动已经充分冷却。制动力矩测试过程中, 当制动轮由制动状态开始匀速转动后, 取匀速转动开始 5 s 后力矩读数的平均值为本次试验的制动力矩值。

5. 结果与分析

5.1. 制动载荷对制动力矩的影响

由不同制动载荷下的温度云图和应力云图可知, 块式制动器制动过程中闸瓦与制动轮之间因为摩擦产生大量热量, 闸瓦表面温度随着制动载荷的增加而增加。由于摩擦接触区域和散热条件的差异, 导致热量集中在闸瓦表面中心, 并且最高温度位置位于闸瓦表面中心偏向制动轮旋出方向一侧。而闸瓦侧面与空气接触换热, 导致闸瓦四周温度显著低于中心位置, 与环境温度接近, 如图 8 所示。而热量的集中导致闸瓦表面中心因热膨胀产生应力分布不均的现象, 改变了摩擦副的接触状态, 进而影响制动力矩。

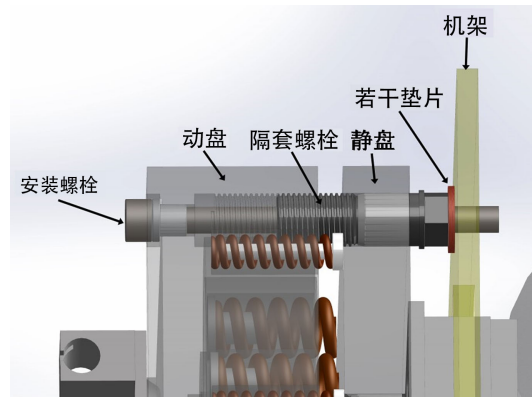
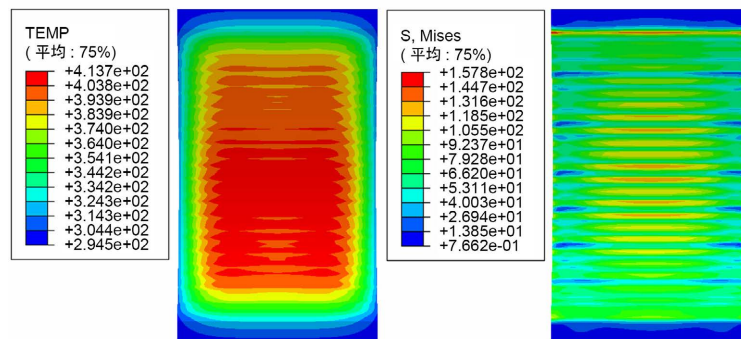
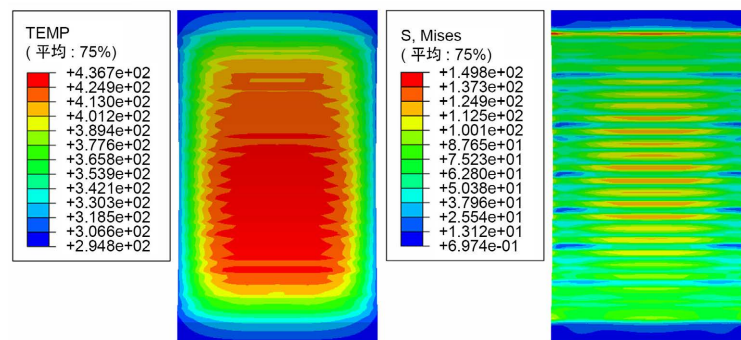


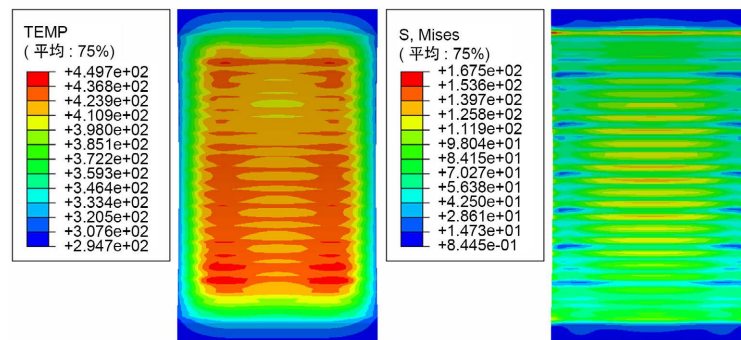
Figure 7. Diagram of the brake load adjustment method
图 7. 制动载荷调整方法示意图



(a) 制动载荷 0.8 MPa



(b) 制动载荷 1.1 MPa



(c) 制动载荷 1.4 MPa

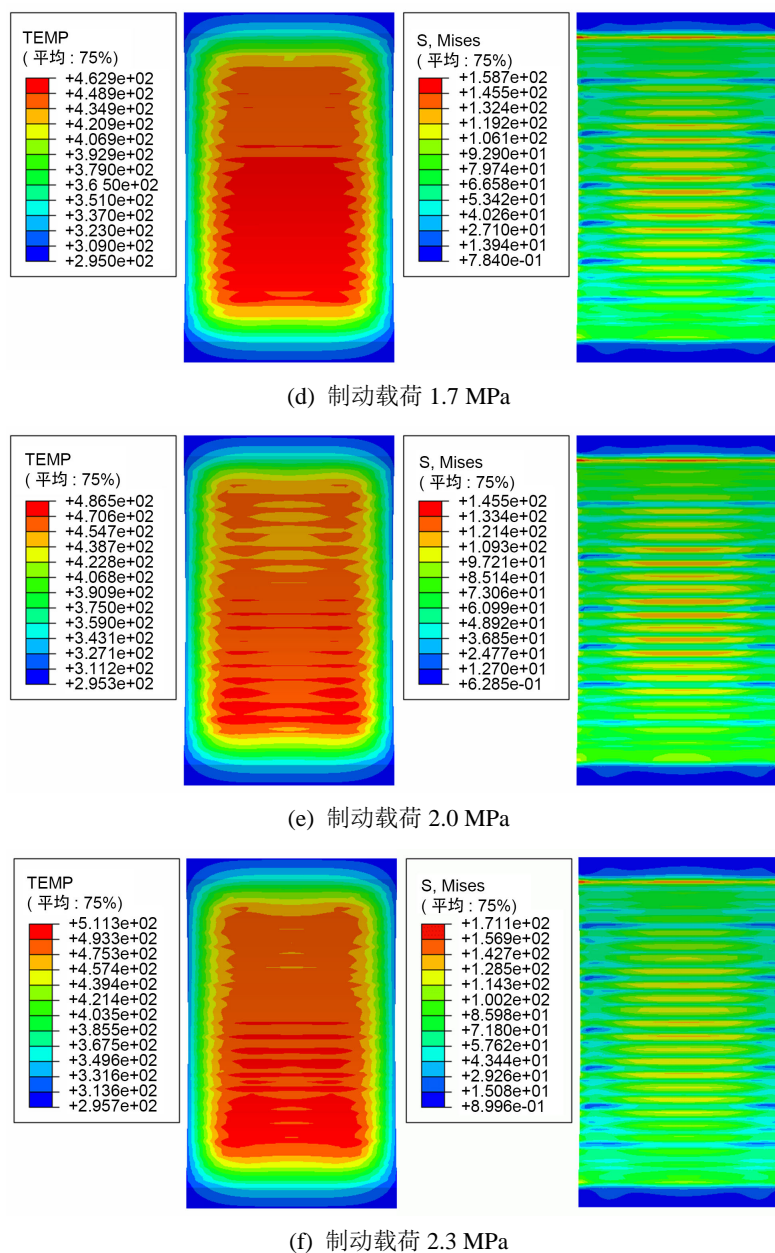


Figure 8. Plots of temperature and stress at different braking load

图 8. 不同制动载荷下温度、应力云图

仿真结果如图 9 所示, 取仿真时间 1~4 s 内力矩平均值为仿真制动力矩值, 由于试验中制动载荷的调整范围和精度有限, 试验的制动载荷与仿真值不能全部一一对应, 将部分制动力矩试验值与仿真值对比, 如图 10 所示。在可比较的范围内, 制动力矩仿真值与试验值平均误差 6.11%。

仿真和试验结果表明, 制动力矩随着制动载荷的增加而增加, 仿真值与试验值展现了相同的变化趋势, 仿真模型能够较为真实反应制动力矩变化情况。在制动载荷工况下, 摩擦副的温升使力矩值不稳定, 在 2.0 MPa 和 2.3 MPa 制动载荷工况下, 高温使闸瓦与制动轮之间摩擦系数下降, 制动器制动性能出现热衰退现象。在仿真时间为 5 s 时, 2.0 MPa 和 2.3 MPa 制动载荷工况下, 制动力矩相较于平稳阶段均值下降 2.81% 和 2.68%。

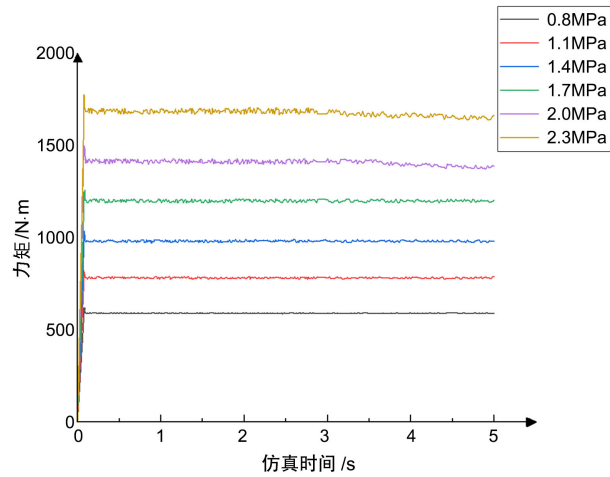


Figure 9. Braking torque under different braking loads
图 9. 不同制动载荷下制动力矩

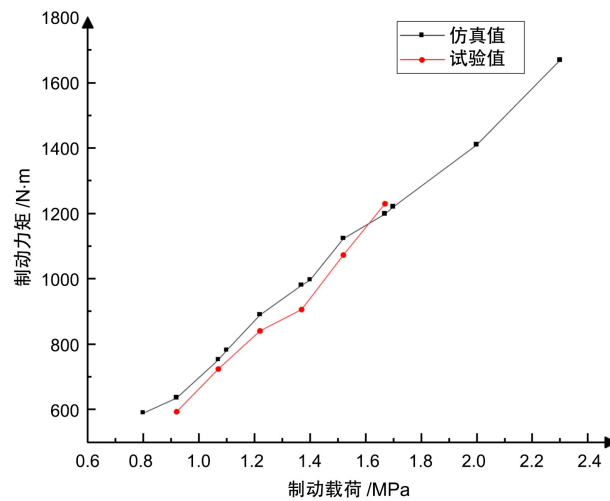


Figure 10. Comparison of the simulation value of braking torque with the test value
图 10. 制动力矩仿真值与试验值对比

5.2. 偏载情况和闸瓦包角对制动力矩的影响

图 11 和图 12 所示分别为制动载荷周向偏载和侧向偏载条件下, 偏载度变化对制动力矩的影响情况。结合图像可知, 相同制动载荷时, 制动力矩随着偏载度的增加而减小。当制动载荷不超过 1.4 MPa 时, 比较不同偏载方向情况下, 偏载度对制动力矩的影响程度没有显著区别。当制动载荷大于 1.4 MPa 时, 偏载方向周向偏载情况下, 制动力矩受偏载度的影响程度大于侧向偏载情况, 并且影响程度有随着制动载荷的增加而扩大的趋势。当偏载度 $\xi = 15\%$ 时, 2.3 MPa 载荷工况下制动力矩相比于无偏载情况减小了 14.83%。

图 13 所示为闸瓦包角的制动力矩变化曲线, 为了排除包角变化带来的闸瓦背面受力面积变化的影响, 载荷设置方式改为在闸瓦背面以合力的形式施加制动压力。从图中可以看出, 当制动压力不超过 10,000 N 时, 闸瓦包角大小对制动力矩的影响较小。当制动压力大于 10,000 N 时, 闸瓦包角对制动力矩的影响逐渐增加, 总体上, 制动力矩随着闸瓦包角的增加而增加。

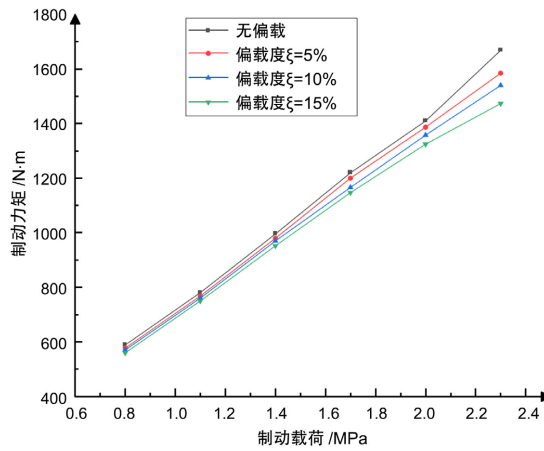


Figure 11. Variation curves of load braking torque under circumferential bias load

图 11. 周向偏载制动力矩变化曲线

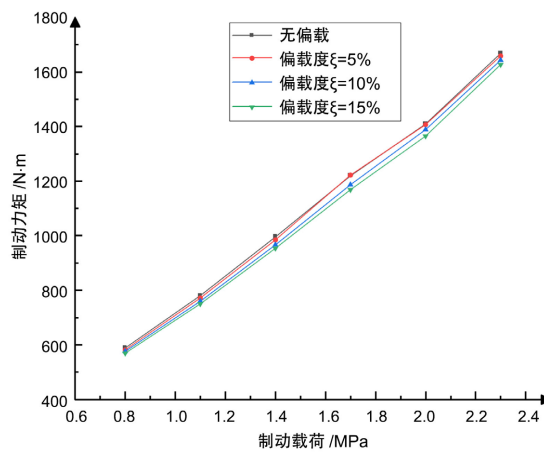


Figure 12. Variation curves of load braking torque under lateral bias load

图 12. 侧向偏载制动力矩变化曲线

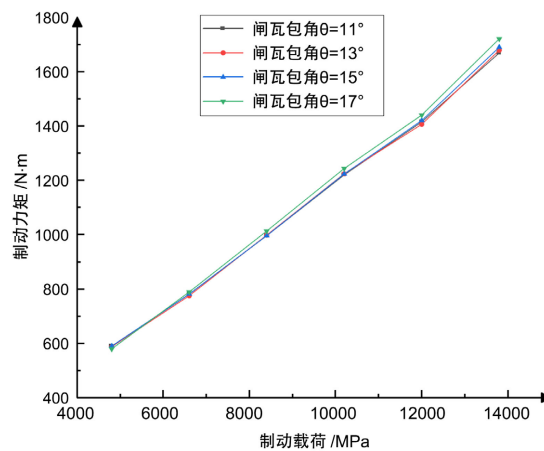


Figure 13. Variation curves of braking torque at different brake shoe wrapping angles

图 13. 不同闸瓦包角制动力矩变化曲线

6. 总结

本文对块式制动器制动力矩的影响因素进行分析, 得到以下结论:

1) 通过制动力矩试验数据和仿真数据之间的对比, 在不同制动载荷下的热-应耦合模型计算结果与试验结果取得较好的一致性。在可比较的范围内, 制动力矩仿真值与试验值平均误差 6.11%。

2) 制动力矩随着制动载荷的增加而增加。在较高制动载荷工况下, 块式制动器摩擦副的温升使制动力矩衰减。在仿真时间为 5 s 时, 2.0 MPa 和 2.3 MPa 制动载荷工况下, 制动力矩相较于平稳阶段的均值下降 2.81% 和 2.68%。

3) 在本文的研究范围内, 制动力矩随着闸瓦背面载荷偏载度的增加而减小, 周向偏载对制动力矩的影响程度大于侧向偏载。制动力矩减小比例最大出现在偏载度 $\zeta = 15\%$ 时, 2.3 MPa 载荷工况下制动力矩相比于无偏载情况减小了 14.83%。

4) 在本文的研究范围内, 较低制动载荷工况下, 闸瓦包角对制动力矩无显著影响; 较高制动载荷工况下, 制动力矩随着闸瓦包角的增加而增加。在各制动力矩工况下, 闸瓦包角对制动力矩的影响平均为 1.44%。

基金项目

国家自然科学基金项目(52075496, 51505430)。

参考文献

- [1] 张菲菲. 2015-2020 年全国电梯事故基本情况及典型案例分析[J]. 中国电梯, 2021, 32(13): 62-65.
- [2] 高飞, 孙野, 杨俊英, 等. 摩擦副结构与制动盘温度关系的试验与模拟研究[J]. 机械工程学报, 2015, 51(19): 182-188.
- [3] Nandhakumar, S., Santhkumar, W.E. and Shunmughanaa-Than, V.K. (2021) Experimental Analysis of Aluminium Matrix Composite Material for Braking Application. *Materials Today*, **37**, 2517-2520. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.08.375>
- [4] 孙继宇, 张晓东. 鼓式制动器不同工况下热-应力耦合分析[J]. 中国农机化学报, 2020, 41(1): 109-113+119.
- [5] 赵子衡, 陈冲, 吴爽, 尹硕辉. 某型装甲车制动器热-应力-磨损耦合仿真分析[J]. 计算机辅助工程, 2021, 30(1): 39-44+51.
- [6] 毕世英, 刘伟达, 郭丽君. 汽车鼓式制动器热力耦合有限元仿真分析[J]. 机电工程, 2019, 36(10): 1110-1114.
- [7] 张森, 章健. 汽车通风盘式制动器的流固热多物理场耦合建模与分析[J]. 机械工程学报, 2019, 55(8): 154-164.
- [8] Kernytsky, I., Volchenko, A., Szlachetka, O., et al. (2022) Complex Heat Exchange in Friction Steam of Brakes. *Energies*, **15**, 7412. <https://doi.org/10.3390/en15197412>
- [9] 杨周, 朴银成, 权哲优. 盘式制动器热-机耦合渐变可靠性灵敏度分析[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2022, 43(1): 48-55+64.
- [10] 吴刚, 张东东. 基于 ANSYS Workbench 的盘式制动器热-机耦合分析[J]. 润滑与密封, 2022, 47(10): 126-133.
- [11] 张洪信, 管殿柱. 有限元基础理论与 ANSYS11.0 应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010: 66-77.
- [12] 张邦成, 梅家山, 尹晓静, 等. 基于 ABAQUS 的制动器摩擦衬片热-应力-磨损耦合行为分析[J]. 长春工业大学学报, 2022, 43(Z1): 297-304.
- [13] 王晓颖, 范子杰, 边疆, 等. 鼓式制动器疲劳寿命预测[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2021, 61(1): 21-27.
- [14] 韩建荣, 翁建生. 盘式制动器的热分析[J]. 机械设计与制造, 2008, 12(10): 180-182.
- [15] 韩召, 于祥云, 窦德龙, 等. 碳陶曲面盘式制动器的制动效能和瞬态温度场分析[J]. 机床与液压, 2022, 50(13): 137-142.