

# 摩擦片结构优化及制动性能研究

杨祖孝<sup>1</sup>, 卢 曦<sup>1\*</sup>, 刘迎冬<sup>2</sup>

<sup>1</sup>上海理工大学机械工程学院, 上海

<sup>2</sup>万向上海技术有限公司, 上海

收稿日期: 2024年4月29日; 录用日期: 2024年5月22日; 发布日期: 2024年5月31日

## 摘要

为提高汽车制动性能, 以电子驻车制动器的摩擦片为研究对象, 采用模拟退火算法与MISQP算法组合的优化方法, 以制动力矩最大与摩擦片体积最小为目标函数。结果显示, 制动力矩提升10.9%, 摩擦片体积减小2.014 cm<sup>3</sup>。电子驻车制动器具有液压盘式制动与电子驻车制动两种制动模式, 通过仿真分析与实车验证, 结果显示, 优化后的摩擦片结构在高速高附着系数路面的制动性能提升较为明显, 液压盘式制动下的制动距离缩短1.08 m, 电子驻车制动下的制动距离缩短6.16 m。

## 关键词

电子驻车制动器, 双制动模式, 制动性能, 摩擦片, 结构优化

# Study on Structure Optimization and Braking Efficiency of Friction Plate

Zuxiao Yang<sup>1</sup>, Xi Lu<sup>1\*</sup>, Yingdong Liu<sup>2</sup>

<sup>1</sup>College of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

<sup>2</sup>Wanxiang (Shanghai) Technology Co., Ltd., Shanghai

Received: Apr. 29<sup>th</sup>, 2024; accepted: May. 22<sup>nd</sup>, 2024; published: May. 31<sup>st</sup>, 2024

## Abstract

In order to improve the braking performance of the electronic parking brake, a combination of simulated annealing algorithm and MISQP algorithm was used to optimize the friction disc, with the maximum braking torque and minimum friction disc volume as the objective functions. The results show that the braking torque is increased by 10.9% and the friction disc volume is reduced by 2.014

\*通讯作者。

cm<sup>3</sup>. The electronic parking brake has two braking modes: hydraulic disc brake and electronic parking brake. Through simulation analysis and real vehicle verification, the results show that the braking performance of the optimized friction plate structure on the high-speed and high adhesion coefficient road surface is significantly improved, and the braking distance is shortened by 1.08 m under the hydraulic disc brake and 6.16 m under the electronic parking brake.

## Keywords

**Electronic Parking Brake, Dual Braking Mode, Braking Efficiency, Friction Plate, Structure Optimization**

Copyright © 2024 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

道路安全问题因为高速公路的发展及汽车行驶速度的提高,变得越来越严重,汽车主动安全性能是严重的影响因素,汽车制动性能较差造成的交通事故占据35% [1]。液压盘式制动模式是主要的制动方式,但当汽车液压盘式制动模式失效,电子驻车紧急制动模式是唯一的制动选择,因此,对两种制动模式下的制动性能的研究显得尤为重要。

目前,对汽车制动性能的研究方法主要基于ADAMS或MATLAB等虚拟仿真试验及实车实验[2][3][4][5]。Won Yong Ki等通过整车因素对制动效果进行分析,设计了MF轮胎模型,提高了整车制动性能[6]。任成龙等人对汽车悬架进行优化,并通过仿真实验与实车试验对制动性能进行研究分析[7]。吴军[8]、李志华[9]、路东[10]等人分别采用改进粒子群算法、遗传算法与模糊优化算法对盘式制动器结构进行优化,以制动力矩为优化目标,提高了盘式制动器的制动性能。但仍缺乏电子驻车制动器摩擦片结构优化与液压制动模式及电子驻车制动模式下的车辆制动性能的研究。

本文首先根据液压盘式制动原理与电子驻车制动原理建立盘式制动器与电子驻车制动器仿真模型,然后对电子驻车制动器摩擦片进行结构优化,将原始值与最优解分别带入盘式制动器模型与电子驻车制动器模型,对车辆制动性能进行仿真分析,最后通过实车测试验证优化方案的有效性。

## 2. 材料与方法

本文所优化对象为电子驻车制动器的摩擦片结构,电子驻车制动器具有两种制动模式,分别为液压盘式制动模式与电子驻车制动模式。液压盘式制动模式的制动方式为制动液推动制动活塞,使其压向摩擦片,摩擦片压住制动盘,从而达到制动效果。电子驻车制动模式的制动方式为电机转动,通过减速增扭机构推动丝杠螺母机构,进而推动活塞,推动摩擦片压紧制动盘,实现汽车减速制动。电子驻车制动器二维图与实物图如图1所示。

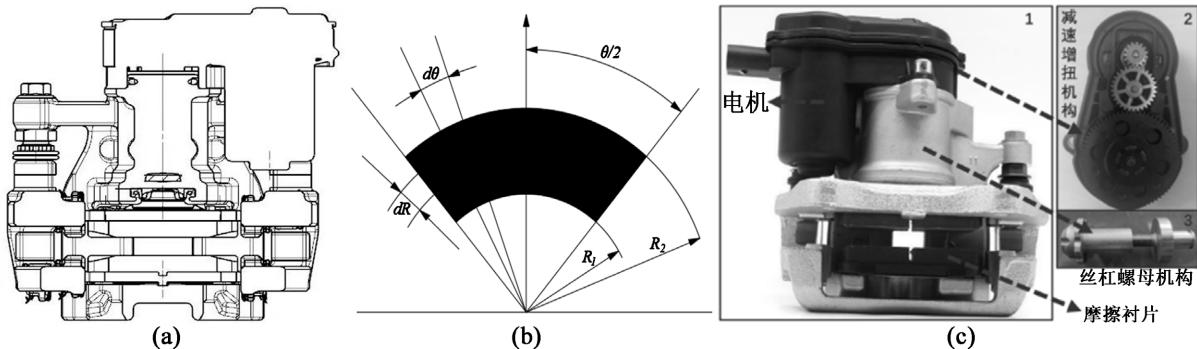
本文采用的研究方法与步骤如下:

(1) 通过建立制动器优化函数,采用模拟退火算法与MISQP算法组合优化,得出摩擦片结构参数最优解。

(2) 根据液压盘式制动与电子驻车制动原理,建立盘式制动器与电子驻车制动器simulink模型,分别与carsim整车动力学模型联合仿真,对优化前后的摩擦片结构参数在双制动模式下的车辆制动性能进行

研究。

(3) 通过实车测试进行验证, 验证优化后的摩擦片结构在双制动模式下具有更优的制动性能。



**Figure 1.** Structure diagram of electronic parking brake. (a) Electronic parking brake two-dimensional diagram (b) friction plate cross-section diagram (c) electronic parking brake physical diagram

**图 1.** 电子驻车制动器结构图。(a) 电子驻车制动器二维图; (b)摩擦片截面图; (c) 电子驻车制动器实物图

### 3. 结果与分析

#### 3.1. 摩擦片结构优化

##### 3.1.1. 约束条件

为了提高车辆的整体的制动性能, 结合两种制动模式, 在结构优化过程中满足性能指标与约束条件基础上, 设计摩擦衬片的结构尺寸, 使得在制动过程中具有最大的制动力矩。摩擦衬片圆心角、内径、外径参数是制动器执行机构的重要参数, 本文将其定为优化设计过程中的主要变量。

设计的约束条件包括:

(1) 制动力矩约束: 在制动过程中, 地面的摩擦力矩应大于制动力矩, 可以防止产生抱死现象引发侧滑, 影响稳定性能, 即:

$$\lambda T_f \leq \frac{1}{2} \mu_L G \beta r \quad (1)$$

式中:  $\lambda$  为可靠系数;  $\mu_L$  为路面附着系数;  $G$  为整车重量;  $\beta$  为制动力分配系数。

(2) 摩擦片压力约束: 摩擦片最大单位压力不得超过最大许用单位压力  $[P]$ , 由于电子驻车制动器具有两种制动模式, 因此选取两模式中较大力参与运算, 提高产品使用寿命, 即:

$$\frac{\beta_1 R_e}{R_1} \cdot \frac{F}{A_1} < [P] \quad (2)$$

式中:  $R_e$  为制动盘的有效制动半径;  $A_1$  为单个摩擦片摩擦面积;  $\beta_1$  为比例系数;  $F$  为活塞输出压力。  $R_e$ 、  $A_1$  与  $\beta_1$  可按下式计算:

$$R_e = \frac{2}{3} \frac{(R_2^3 - R_1^3)}{(R_2^2 - R_1^2)} \quad (3)$$

$$A_1 = \frac{1}{2} (R_2^2 - R_1^2) \theta \quad (4)$$

$$\beta_1 = \frac{4R_1 R_2}{(R_1 + R_2) R_e + 2R_1 R_2} \quad (5)$$

式中:  $\theta$  为制动块夹角。

(3) 摩擦片厚度约束: 摩擦片厚度  $h$  过大, 会导致摩擦片体积增大, 增加生产成本,  $h$  过小, 会减短摩擦片使用寿命, 摩擦片厚度下限值  $h_1$  为 8.7 mm, 上限值  $h_2$  为 12.3 mm, 约束表达式为:

$$1 - h_1/h \geq 0 \quad (6)$$

$$1 - h/h_2 \geq 0 \quad (7)$$

(4) 比能量耗散率: 比能量耗散率过高, 会加快摩擦片的磨损程度, 还会引起制动盘龟裂, 即:

$$e_1 = \frac{1}{2} \times \frac{mv_1^2}{2tA_1} \beta \leq [e] \quad (8)$$

式中:  $m$  为整车质量;  $[e]$  为允许比能量耗散率, 取 6.0 W/mm<sup>2</sup>;  $t$  为制动时间, 选取两种制动模式较小制动时间参与运算。

(5) 结构约束:

$$R_2 + \Delta_1 \leq D/2 \quad (9)$$

$$D_g/2 + \Delta_2 \leq R_1 \quad (10)$$

$$d/2 + \delta + D_g/2 + \Delta_3 \leq (R_1 + R_2)/2 \quad (11)$$

$$1.27 \leq R_2/R_1 \leq 1.63 \quad (12)$$

式中:  $D_h$  为轮辋的直径;  $D_g$  为轮毂的直径;  $\delta$  为轮缸厚度;  $\Delta_1$ 、 $\Delta_2$ 、 $\Delta_3$  为结构设计空间裕度。

统一的目标函数制动力矩最大为:

$$\max f(x) = M = \frac{4}{3} \frac{\mu F (R_2^3 - R_1^3)}{(R_2^2 - R_1^2)} \quad (13)$$

统一的目标函数摩擦片体积最小为:

$$\min f(x) = T = \frac{1}{2} h (R_2^2 - R_1^2) \theta \quad (14)$$

### 3.1.2. 优化方法

本文基于 Isight 平台选取模拟退火优化算法与 MISQP 数值优化算法组合使用, 通过模拟退火优化算法在设计变量的全局范围内进行探索, 寻找最优区域, 再依靠 MISQP 优化算法对最优区域进行寻优, 避免模拟退火优化算法在细节定位优化的效率问题, 也可避免仅依靠 MISQP 优化算法在处理高度非线性问题时的误差。

模拟退火算法采用的是材料处理中的退火原理, 指将固体加热至足够高温度后, 所有粒子在液相中处于自由排列状态, 当该物质慢慢冷却, 粒子过渡成低能量晶格状态。在冷却过程中每一个粒子达到热平衡条件时, 系统具有的能量概率为:

$$P_r(\varepsilon = E) = \frac{1}{Z(T)} \exp\left(-\frac{E}{k_B T}\right) \quad (15)$$

$$\frac{1}{Z(T)} \int_0^{\infty} \exp\left(-\frac{E}{k_B T}\right) dE = 1 \quad (16)$$

式中:  $P_r$  指某事件发生概率;  $E$  为系统能量;  $T$  为绝对温度;  $k_B$  为 Boltzmann 常数。

使用 Isight 优化软件在循环执行仿真同时, 通过 MISQP 算法的优化设计变量摩擦衬片的圆心角、厚

度、内径、外径, 求得目标函数制动力矩上升方向与摩擦片体积下降方向进行寻优处理, 然后持续迭代计算, 得出满足约束条件的最优结构参数方案。

### 3.1.3. 优化结果

通过 Insight 优化软件建立 Task Plan 实现模拟退火算法与梯度优化算法组合实现结构优化, 在 Insight 软件中建立的电子驻车制动系统执行器的结构优化流程图如图 2 所示。结构优化的最优解见表 1 所示。

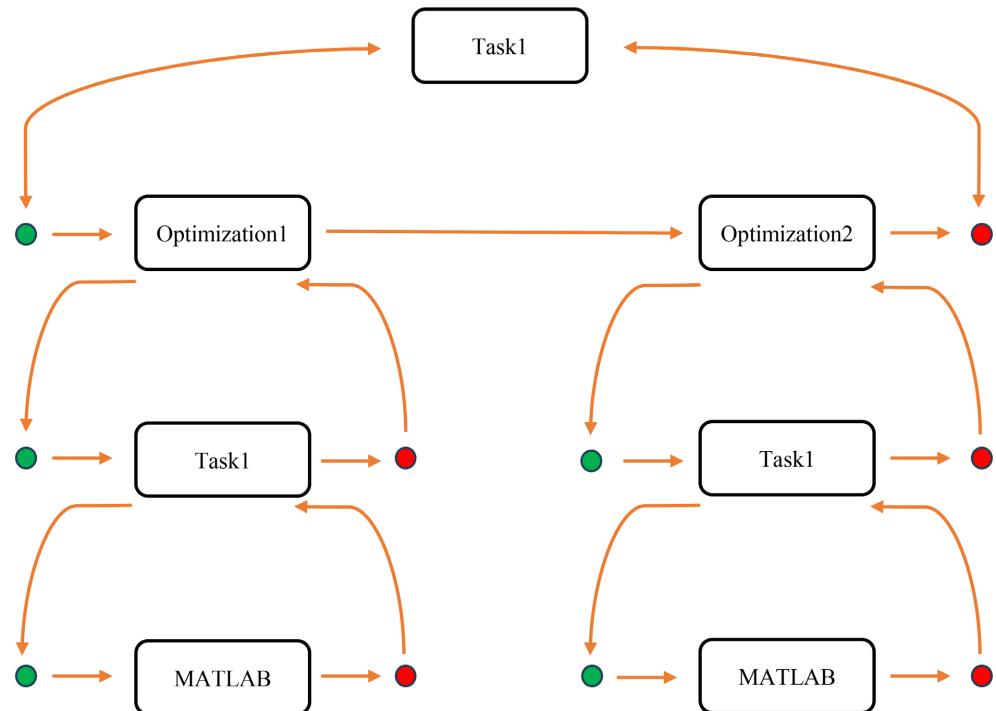


Figure 2. Optimization model in Insight

图 2. Insight 中优化模型

Table 1. Comparison table of parameter values before and after structure optimization

表 1. 结构优化前后参数值比较表

变量	优化前	优化后	变化程度
圆心角 $\theta/\text{rad}$	0.93	0.993	+0.063
厚度 $h/\text{mm}$	10.21	8.72	-1.490
内径 $R_1/\text{mm}$	82.56	96.12	+13.56
外径 $R_2/\text{mm}$	130.42	141.25	+10.83
体积 $T/\text{mm}^3$	48393	46379	-2014
制动力矩 $M/(\text{N} \cdot \text{m})$	957.7	1062.4	+104.7

## 3.2. 汽车制动性能仿真研究

### 3.2.1. 液压盘式制动器模型

对盘式制动器进行建模, 模型以单侧摩擦片对制动盘的压紧力为输入, 作用于制动盘的制动力矩为

输出, 以 carsim 整车动力学模型对制动力矩进行接收, 反馈车速。由于装备电子驻车制动器为车辆后轮, 因此本文优化的摩擦片结构为车辆后轮摩擦片, 压紧力为测试所得, 取值为 9413 N。根据上述制动力矩公式可得仿真模型如图 3 所示。

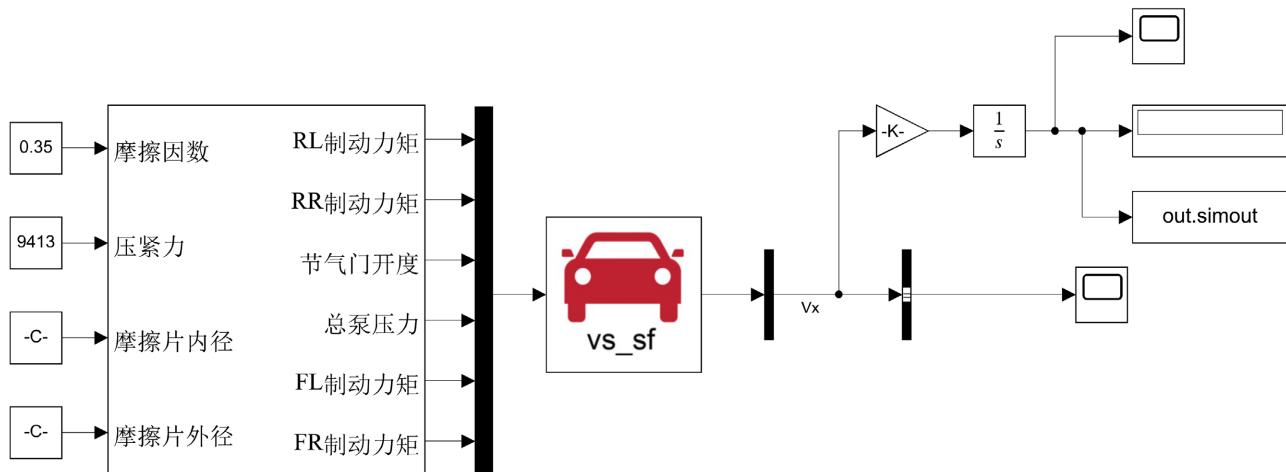


Figure 3. Disc brake simulation model

图 3. 盘式制动器仿真模型

利用实车测试来验证仿真模型的准确性, 以制动初速度 60 km/h 与附着系数 0.8 的路面为例进行完成试验, 液压盘式制动模式下的测试结果与仿真结果如图 4 与图 5 所示。

由图 4 与图 5 可知, 仿真测试与实车测试的车速曲线与制动距离曲线误差较小, 其误差为环境的差异导致, 两参数的数值曲线趋势基本一致, 证明了可知仿真模型的准确性, 可适用于仿真研究。

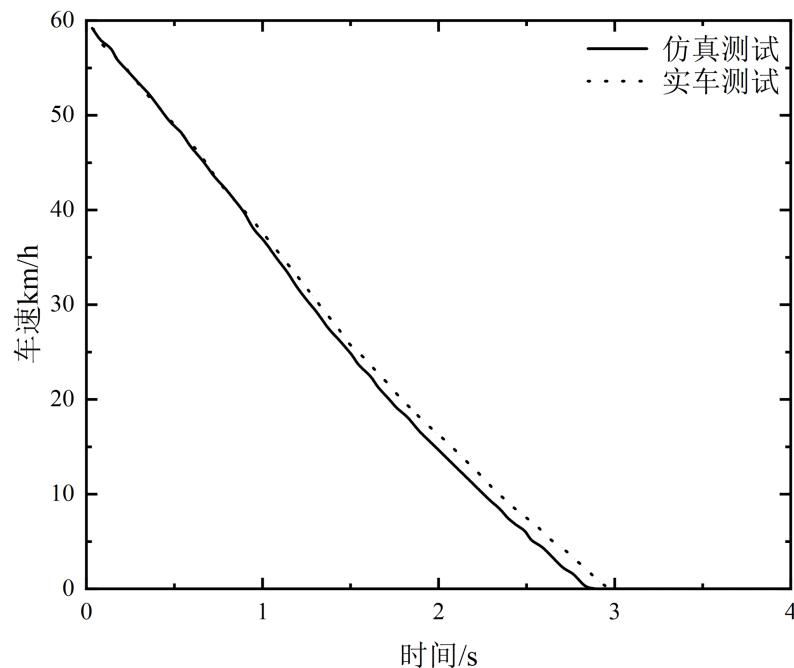
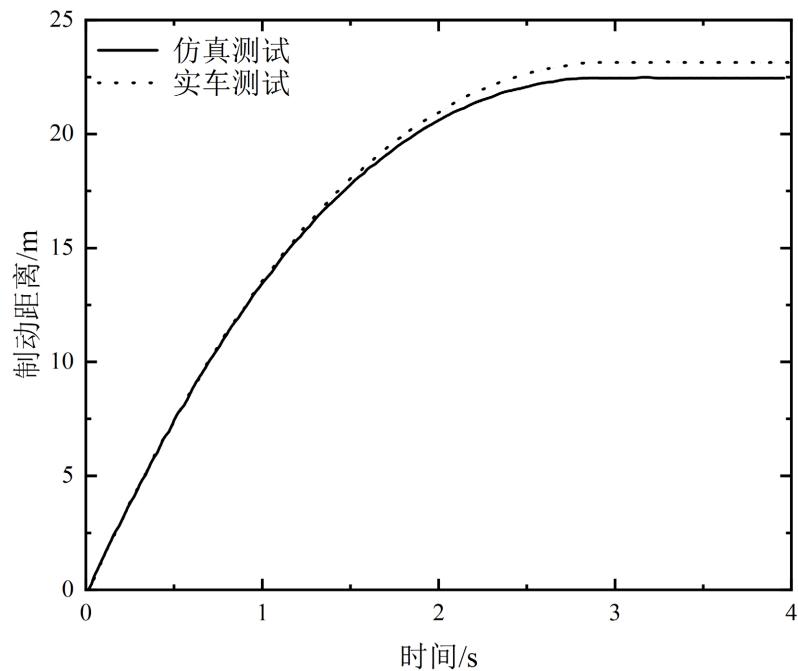


Figure 4. Simulation of hydraulic disc brake mode and real vehicle speed

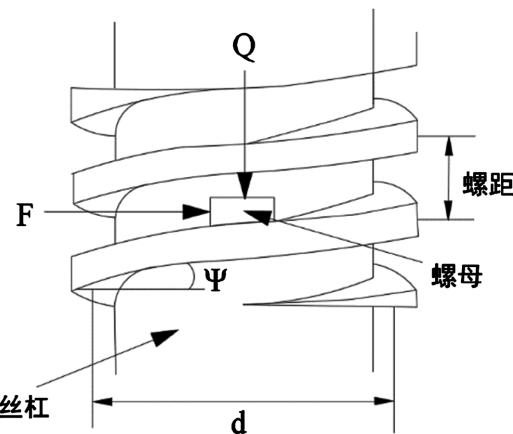
图 4. 液压盘式制动模式仿真与实车车速



**Figure 5.** Braking distance between simulation and real vehicle of hydraulic disc braking mode  
**图 5.** 液压盘式制动模式仿真与实车制动距离

### 3.2.2. 电子驻车制动器模型

电子驻车制动系统 simulink 仿真模型主要由控制模块、电机模块与负载模块组成，本文采用无控制策略，可以最大程度体现优化前后结果差异，电机模块选用的是 simulink 工具箱中具有霍尔传感器的三相桥式六状态星形绕组连接的无刷直流 BLDC 电机，并且使用工具箱中的通用桥来搭建电子换向电路。负载模块主要为滑动丝杠螺母机构的压紧与释放过程，本文采用无控制策略模型，只考虑夹紧过程，此过程使摩擦片对制动盘进行夹紧[11]。滑动丝杠螺母机构运动示意图如图 6 所示。



**Figure 6.** Movement diagram of sliding screw nut mechanism  
**图 6.** 滑动丝杠螺母机构运动示意图

丝杠的转矩为：

$$T_s = iT_L \quad (17)$$

$$T_s = \frac{1}{2} dF \quad (18)$$

其中,  $i$  为减速比;  $d$  为螺纹中径;  $T_s$  为电机转矩;  $F$  为驱动力。

在丝杠螺母机构夹紧与释放过程中, 螺母轴向的位移、速度与加速度由下式所示:

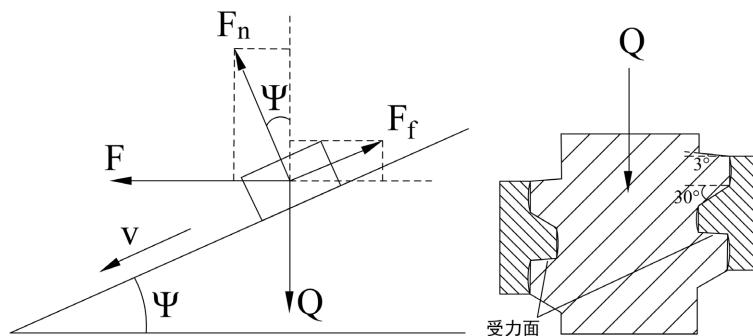
$$x = \frac{S}{2\pi i} \theta \quad (19)$$

$$x' = \frac{S}{2\pi i} \omega_r \quad (20)$$

$$x'' = \frac{S}{2\pi i} \frac{d\omega_r}{dt} \quad (21)$$

其中  $S$  为导程;  $\theta$  为机械角度;  $\omega_r$  为转子角速度。

本文选用右旋单线锯齿形螺纹, 其牙型斜角  $\beta_1 = 3^\circ$ 、 $\beta_2 = 30^\circ$ 。丝杠螺母机构压紧过程如图 7 所示。



**Figure 7.** Screw nut mechanism compaction process  
**图 7.** 丝杠螺母机构压紧过程

其运动方程为:

$$F_n = F \sin \varphi + Q \cos \varphi \quad (22)$$

$$F_f = \frac{\mu}{\cos \beta_1} F_n \quad (23)$$

$$F_n \cos \varphi - F_f \sin \varphi - Q = m_{nut} x'' \quad (24)$$

其中,  $Q$  为作用在螺母上的驻车夹紧力;  $\varphi$  为导程角;  $\mu$  为丝杆与螺母之间的摩擦因数;  $m_{nut}$  为螺母质量。

由胡克定律可知, 材料在弹性形变过程中, 其力与形变成正比, 由粘性阻尼机理可知, 弹性结构在外部力作用下发生变形时, 阻尼力为阻尼系数与速度的乘积, 夹紧力的数学模型如下所示, 为了简化公式  $d_1 + d_2 + d_3 = D$  来表示, 执行器结构的制动间隙如图 8 所示。

$$\begin{cases} Q = 0, & (0 \leq x < D) \\ Q = k_{nut} (x - D) + b_{nut} (x - D)', & (D \leq x) \end{cases} \quad (25)$$

式中,  $k_{nut}$  为螺母的刚度;  $b_{nut}$  为螺母的阻尼系数。

通过控制模块、电机模块所述与丝杠螺母机构压紧与释放运动方程可得, 电子驻车制动系统仿真模型如图 9 所示。

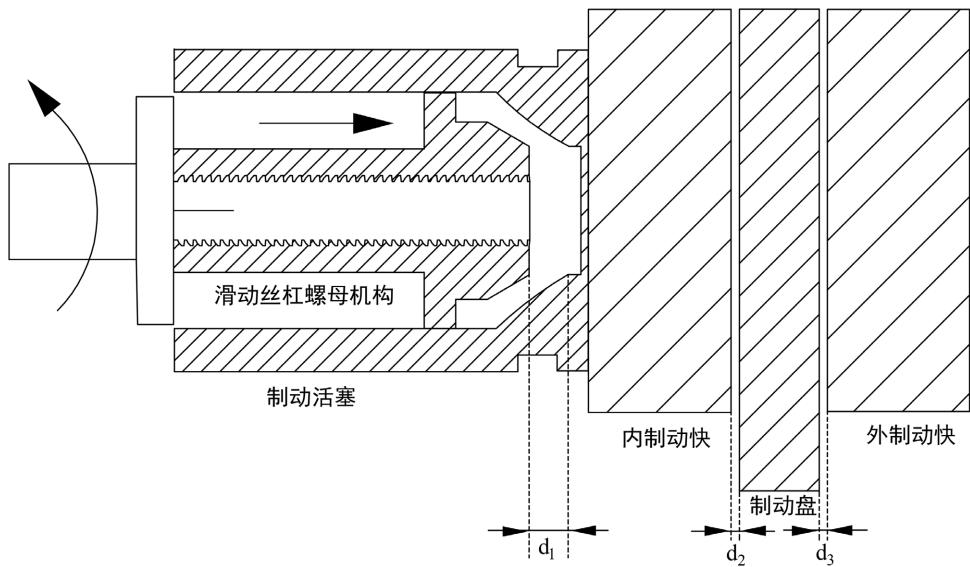


Figure 8. Brake clearance of actuator structure

图 8. 执行器结构制动间隙

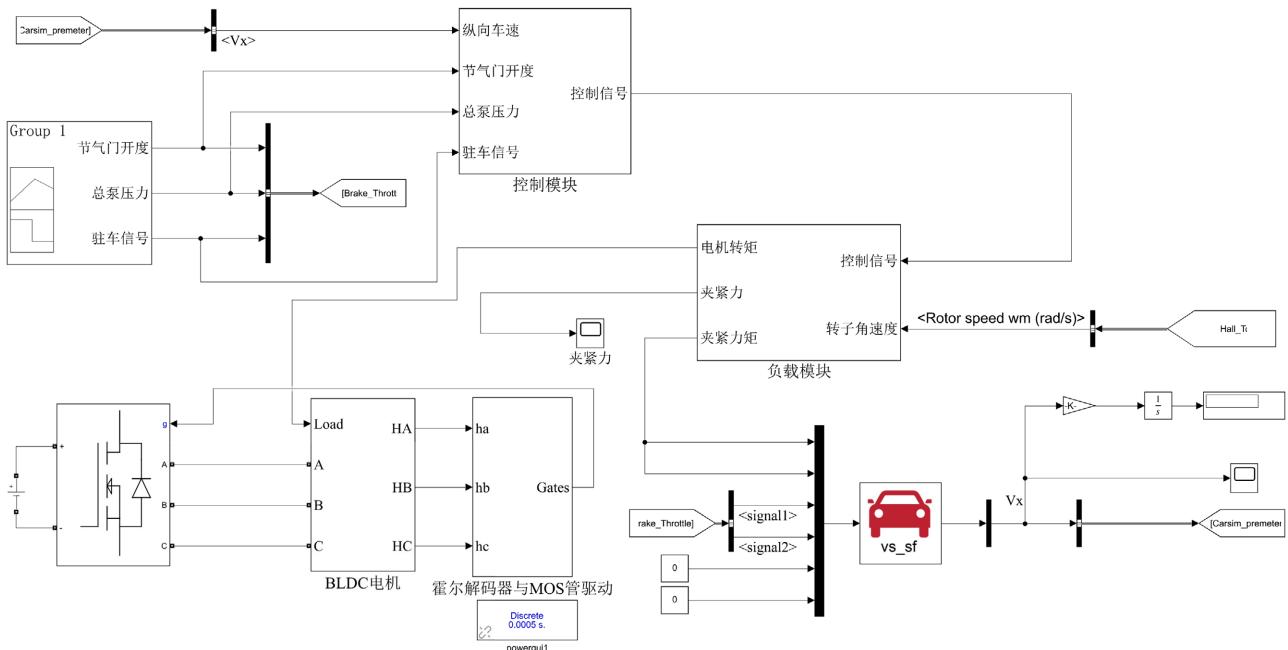


Figure 9. SimuLink simulation model of electronic parking brake

图 9. 电子驻车制动器 simuLink 仿真模型

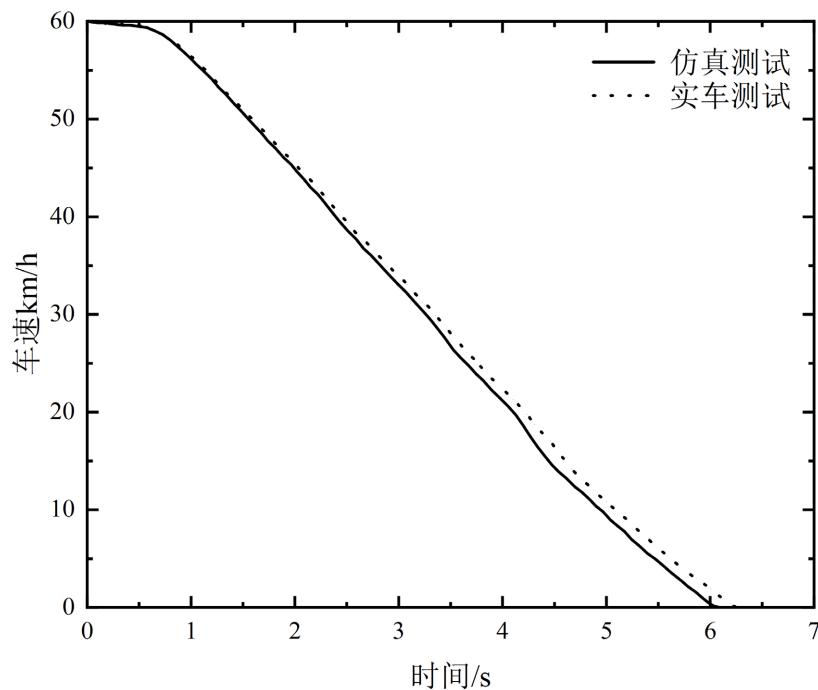
利用实车测试来验证仿真模型的准确性, 以制动初速度 60 km/h 与附着系数 0.8 的路面为例, 进行完成功试验, 电子驻车制动模式下的测试结果与仿真结果如图 10 与图 11 所示。

由图 10 与图 11 可知, 仿真测试与实车测试的车速曲线与制动距离曲线误差较小, 其误差为环境的差异导致, 两参数的数值曲线趋势基本一致, 证明了可知仿真模型的准确性, 可适用于仿真研究。

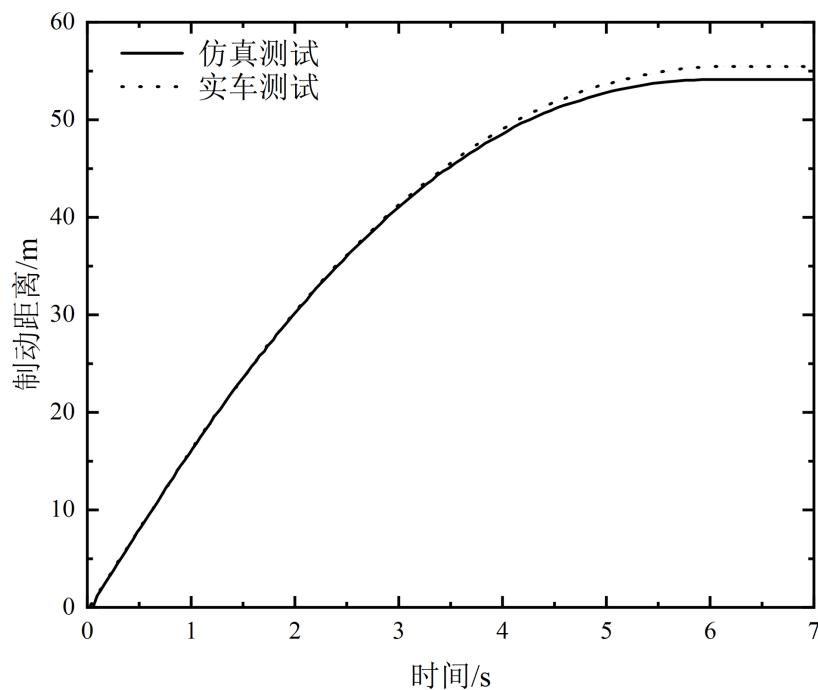
### 3.2.3. 摩擦片结构参数对制动性能影响

对优化前后的结构参数分别在无侧向力影响及附着系数分别为 0.8 的干燥沥青路面、0.4 的湿滑路面

与 0.2 的结冰路面上进行初速度为 30 km/h、60 km/h、90 km/h 的直线紧急制动试验, 液压盘式制动与电子驻车制动两种制动模式对优化前后的结构参数在各因素下的制动距离, 见表 2~5 所示。



**Figure 10.** Simulation of electronic parking brake mode and real vehicle speed  
**图 10.** 电子驻车制动模式仿真与实车车速



**Figure 11.** Braking distance between electronic parking brake mode simulation and real car  
**图 11.** 电子驻车制动模式仿真与实车制动距离

**Table 2.** Braking results under different road surfaces before hydraulic disc braking mode optimization  
**表 2.** 液压盘式制动模式优化前不同路面下的制动结果

速度	干燥路面	湿滑路面	结冰路面
30	5.952	10.40	20.46
60	22.50	40.76	80.62
90	46.35	90.52	176.99

**Table 3.** Braking results under different road surfaces after optimization of hydraulic disc braking mode  
**表 3.** 液压盘式制动模式优化后不同路面下的制动结果

速度	干燥路面	湿滑路面	结冰路面
30	5.817	10.34	20.45
60	22.11	40.67	80.61
90	45.43	90.51	176.98

**Table 4.** Braking results under different road surfaces before electronic parking braking mode optimization  
**表 4.** 电子驻车制动模式优化前不同路面下的制动结果

速度	干燥路面	湿滑路面	结冰路面
30	16.54	23.67	38.51
60	54.36	77.41	122.89
90	112.45	160.72	253.18

**Table 5.** Braking results under different road surfaces after electronic parking braking mode optimization  
**表 5.** 电子驻车制动模式优化后不同路面下的制动结果

速度	干燥路面	湿滑路面	结冰路面
30	15.93	23.54	38.45
60	51.82	77.13	122.72
90	106.63	160.28	252.93

由表 2~5 可知, 随着制动初速度升高, 两种制动模式下的制动距离都呈现急速增长状态, 其中附着系数越小, 增长趋势越大, 因此需要避免高速低附着系数工况下进行车辆行驶而导致制动危险性增大。电子驻车制动模式下的制动距离远高于液压盘式制动模式, 主要原因为车辆只有后轮配备电子驻车制动器, 导致车辆整体制动力不足, 安全隐患远高于液压制动模式, 因此需要按时排查制动系统隐患, 避免导致刹车失灵, 从而使用电子驻车制动模式。摩擦片优化前后的两种制动模式下的制动距离在低附着系数路面时差异较小, 但在高附着系数路面数值波动较大, 优化后的摩擦片结构在液压制动模式时比优化前制动距离缩短了 0.92 m, 电子驻车制动模式数值差异更为明显, 达到 5.82 m, 两种制动模式在摩擦片优化后的结构参数所对应的制动距离数值皆小于优化前的数值。由此可知, 优化后的摩擦片结构在不同制动模式时的各工况下进行直线紧急制动过程中具有更优的制动性能, 其中高附着系数高速工况最为明显。

### 3.2.4. 汽车制动效能实车试验

为了验证优化方案的正确性, 实车试验的试验路面类型和制动初速度与仿真试验保持一致, 试验车速信号由软件 MM6 测量显示。通过对车速信号进行对时间的积分得出制动距离, 记录各工况下的实车

试验数据, 与优化前的实车数据进行对比分析得出制动性能的优劣。实车试验结果见表 6~9。

**Table 6.** Braking results under different road surfaces before hydraulic disc braking mode optimization  
**表 6.** 液压盘式制动模式优化前不同路面下的制动结果

速度	干燥路面	湿滑路面	结冰路面
30	6.17	11.51	22.7
60	23.18	45.17	89.35
90	47.97	100.28	183.96

**Table 7.** Braking results under different road surfaces after optimization of hydraulic disc braking mode

**表 7.** 液压盘式制动模式优化后不同路面下的制动结果

速度	干燥路面	湿滑路面	结冰路面
30	6.0	11.45	22.68
60	22.78	45.12	89.32
90	46.89	100.23	183.95

**Table 8.** Braking results under different road surfaces before electronic parking braking mode optimization

**表 8.** 电子驻车制动模式优化前不同路面下的制动结果

速度	干燥路面	湿滑路面	结冰路面
30	16.89	25.86	43.62
60	55.61	84.68	136.95
90	115.01	176.02	279.79

**Table 9.** Braking results under different road surfaces after electronic parking braking mode optimization

**表 9.** 电子驻车制动模式优化后不同路面下的制动结果

速度	干燥路面	湿滑路面	结冰路面
30	16.44	25.75	43.56
60	53.16	84.42	136.79
90	108.85	175.64	279.56

由表 6~9 可知, 不同工况下的实车测试时的制动距离变化趋势与仿真趋势一致, 摩擦片优化后的结构在两种制动模式下的制动距离皆小于优化前的数值, 优化前后制动距离在低附着系数路面数值波动较小, 但在高附着系数路面高速工况下, 制动距离数值波动较大, 液压盘式制动模式下的制动距离缩短 1.08 m, 电子驻车制动模式下的制动距离缩短了 6.16 m, 优化后的摩擦片在两种制动模式下具有更优的制动性能。但因实车路面环境与车速在各工况下试验时不能与仿真试验道路附着系数与车速保持完全一致, 故所得实车试验结果与仿真结果有略微差异。由仿真试验与实车试验皆验证了优化方案的优越性。

#### 4. 结论

本文对电子驻车制动器的摩擦片结构进行优化, 以制动力矩与摩擦片体积为目标函数, 使用模拟退火算法与 MISQP 算法组合的优化方法。结果显示, 制动力矩提升 10.9%, 摩擦片体积减小  $2.014 \text{ cm}^3$ 。本文进一步研究了优化前后的摩擦片结构参数在两种制动模式下的车辆制动性能, 并为此建立了盘式制动

器模型与电子驻车制动器模型，最后通过仿真测试与实车测试进行对比验证。根据实车测试结果显示，优化后的摩擦片结构参数使车辆制动距离在各工况下均有减小，在低附着系数路面或者低速工况下，制动距离缩减量较小，在高附着系数路面下，制动距离缩减量随着制动初速度的增大而增大，优化前后的制动距离差值在高附着系数路面高速工况下达到最大，其中，液压盘式制动模式下的制动距离缩短 1.08 m，电子驻车制动模式下的制动距离缩短了 6.16 m。仿真与实验皆验证了优化后的摩擦片结构使车辆具有更优的制动性能。

## 基金项目

国家自然科学基金项目(51975379)。

## 参考文献

- [1] 奚碧清. 汽车安全综合评价模型研究[D]: [硕士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2014.
- [2] 李升亚, 徐延海, 鞠道杰, 等. 钢板弹簧的扭转特性分析及其对制动性能的影响研究[J]. 广西大学学报(自然科学版), 2017, 42(5): 1638-1646.
- [3] 陆艺, 薛剑, 郭斌, 等. 基于硬件在环的客车制动性能仿真测试系统[J]. 汽车技术, 2016(1): 35-41.
- [4] 闫伟, 邵毅明, 朱夏毅. 基于虚拟样机技术的载货汽车制动性能仿真试验研究[J]. 山东交通学院学报, 2013, 21(1): 1-5.
- [5] 李韶华, 黄宏伟, 李灿. 基于虚拟样机技术的重型汽车 ABS 模糊控制研究[J]. 科技导报, 2013, 31(4): 36-42.
- [6] Ki, Y.W., Lee, W.G., Heo, J.S., et al. (2016) A Study on Effect Analysis and Design Optimization of Tire and ABS Logic for Vehicle Braking Performance Improvement. *Transaction of the Korean Society of Automotive Engineers*, **24**, 581-587. <https://doi.org/10.7467/KSAE.2016.24.5.581>
- [7] 任成龙, 辛江慧. 汽车悬架结构优化及整车制动性试验[J]. 机械设计与制造, 2020(3): 170-173.
- [8] 吴军, 李为吉. 基于改进粒子群算法的盘式制动器优化设计[J]. 机械设计与制造, 2007(4): 18-20.
- [9] 李志华, 张选龙, 郭林超. 汽车盘式制动器优化设计[J]. 机械设计与研究, 2009, 25(2): 83-85.
- [10] 路东. 基于模糊优化方法盘式制动器优化设计[J]. 机械设计与制造, 2017(4): 33-36+39.
- [11] 季鑫. 汽车电子驻车制动控制系统的应用研究[D]: [硕士学位论文]. 武汉: 武汉理工大学, 2017.