

制动片关键参数对制动系统稳定性试验分析

林东东^{1,2} 鄢晓宇^{1,2} 陈丙三^{1,2} 张福江^{1,2} 丁逸宁^{1,2} 董世超^{1,2}

(1. 福建理工大学 福建省智能加工技术及装备重点实验室, 福州 350118)

(2. 福建理工大学 机械与汽车工程学院, 福州 350118)

摘要: 为探究制动片关键参数对制动系统动力学特性的影响,基于滑块-转盘结构的摩擦试验机展开试验研究。试验研究制动片关键参数(转速、压力、质量、制动半径等)及制动环境(干摩擦、湿润、泥沙)对制动系统稳定性的影响。同时,建立制动片制动系统动力学模型,利用自相关系数这一数学工具和试验结果进行对比。结果表明,制动片关键参数对制动系统动力学特性有明显影响;在不同的制动片质量、摩擦学参数、制动片半径、制动环境的情况下,制动摩擦力信号的混沌特性出现扩大或缩小的趋势,可以通过调整制动片关键参数来抑制混沌振动。该研究可以为制动片系统的制动策略优化与降噪抑振提供一定参考。

关键词: 制动系统; 摩擦振动; 试验分析; 混沌特性; 摩擦模型

中图分类号: U463.5; TH117.3 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2025.03.005

0 引言

制动依靠制动片和制动盘之间摩擦消耗动能来实现,制动片质量、盘-片摩擦因数与制动片刚度等制动片摩擦学参数,对制动系统的动力学特性、寿命及磨损有着重要影响^[1-6]。制动过程的异响和震颤是运输行业面临的挑战之一,选取制动片摩擦学参数不恰当会引发制动过程的异响和震颤,也会影响驾驶体验和劣化整车性能。因此,如何通过调控制动片摩擦学参数来抑制制动系统的不良振动和噪声,是国内外制动系统动力学研究的难题之一。

国内外学者对制动系统的非线性关系所引起噪声和振动的研究已取得一定成果^[7-8]。项载毓等^[9]针对高速列车制动系统在列车低运行速度、强制动盘/片摩擦作用时存在的制动尖叫噪声问题,设计了一种三明治阻尼结构以实现制动尖叫噪声的抑制,以及摩擦自激振动能量的收集。摩擦力和速度之间的负相关关系总会引起黏滑振动^[10]。随着速度增加,制动片的运动从单周期振动过渡到倍周期分叉后进入混沌状态,最后演变为单周期振动^[11]。YAN等^[12]^[10-17]建立了考虑制动垫的切向和径向运动,以及圆盘的扭转和摆动运动的制动系统动力学模型,研

究了不同摩擦学参数条件下径向刚度对制动系统的影响。YANG等^[13]提出了一种新的接触力模型,同时,采用库仑模型来阐述其摩擦特性。LI等^[14]研究了一种考虑滑块和皮带中不同阻尼配置四自由度的滑带模型,解决了阻尼以模态耦合的形式对不稳定性线性摩擦诱导振动的影响,但需要消耗大量的算力。

学者们进行了许多建模工作来探索制动时振动的机制,其制动模型已相对成熟,但很少以试验为主体。而如今大多数汽车或列车的制动系统都配备多个制动片^[15],如何调控制动片来抑制制动过程中振动和噪声的问题迫在眉睫。因此,有必要通过试验研究制动片间的关键参数对制动片制动系统的动力学特性的影响。

鉴于此,本文基于滑块-转盘结构的摩擦试验机,调整制动片摩擦学的关键参数;并结合制动片制动系统动力学模型,探究摩擦学关键参数对制动系统动力学特性的影响。本研究可为制动片系统的制动策略优化与降噪抑振提供参数依据。

1 试验介绍

本试验研究是基于摩擦磨损试验机进行的面-面接触试验,试验装置如图1所示。试验设备主要有摩

收稿日期: 2023-05-04 修回日期: 2023-06-20

基金项目: 福建省级科技创新重点项目(2022G02007); 福建自然科学基金项目(2022J05181)

作者简介: 林东东,男,1998年生,福建莆田人,硕士研究生; 主要研究方向为摩擦学、机械动力学; E-mail:863785099@qq.com。

鄢晓宇(通信作者),男,1994年生,福建南平人,博士,讲师,硕士研究生导师; 主要研究方向为摩擦学、机械动力学; E-mail:837047271@qq.com。

引用格式: 林东东,鄢晓宇,陈丙三,等. 制动片关键参数对制动系统稳定性试验分析[J]. 机械强度,2025,47(3):41-50.

LIN Dongdong, YAN Xiaoyu, CHEN Bingsan, et al. Test analysis of key brake pad parameter on brake system stability[J]. Journal of Mechanical Strength, 2025,47(3):41-50.

擦学试验系统、采集分析系统、电动转盘。摩擦块试样用螺钉固定于摩擦块夹具上,摩擦块夹具和减振结构用螺钉直接相连,减振结构上连接用以测量力信号的三维力传感器(材质为不锈钢; X 、 Y 轴均为100 N, Z 轴为200 N;分辨率为0.05%;其采集卡采样频率为1.6 kHz),三维力传感器和固定平台相连,摩擦盘试样与旋转电转台直接相连,用螺钉固定在旋转装置上。旋转电转台(北京江云光电,Y100RA200型)转速由运动控制器(北京江云光电,Y100SC型单轴)控制。

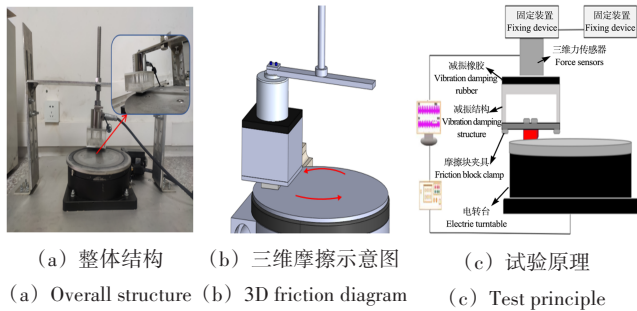


图1 制动片试验装置及原理

Fig. 1 Test device and principle of the brake pad

在摩擦振动试验中,摩擦盘试样选用不锈钢材料,摩擦盘试样是直径为210 mm,厚度为5 mm的圆盘。摩擦块试样是由复合材料加工成方形边长为25 mm,高度为8 mm的制动块。每次测试前,用酒精和丙酮对试验样品进行清洗,试验中的所有信号的采样频率均设为1.5 kHz。每次试验时间为2 min。试验选用在40、80、120 N 3种不同压力和12种不同转速共36种工况下,进行摩擦力随转速变化试验,试验具体工况如表1所示。此外还将进行制动片质量、不同制动半径、不同制动环境试验,探究关键参数对制动的非线性振动有无影响。为确保试验的可靠性,每个工况的试验被重复5次以上,所有重复试验的试验参数和测试参数均保持一致,并且每次试验都要更换摩擦块和摩擦盘试样。所有试验均在相对湿度为 $(50 \pm 10)\%$,温度为 $24 \sim 27$ °C的环境条件下进行。

表1 试验工况

Tab. 1 Test working conditions

压力 Pressure/N	转速 Rotation speed/(rad/s)
40、80、120	0.04、0.08、0.12、0.16、0.20、0.24
	0.28、0.32、0.36、0.40、0.44、0.48

如图2所示,可以看到在这3种压力(40、80、120 N)下, X 轴(径向,下同)和 Y 轴(切向,下同)的摩擦力均表现出随转速增大而减小的负斜率现象;当相对运动速度增大到一定程度时,摩擦力几乎不再随相对速度变化而变化。

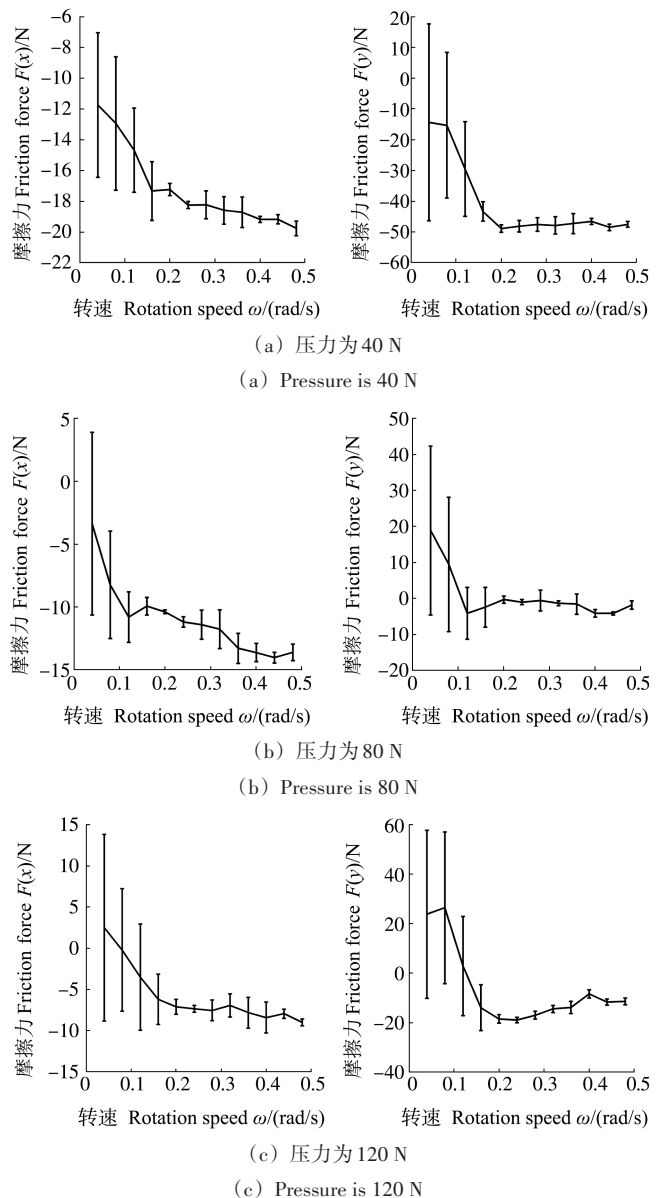


图2 二维摩擦力随转速变化趋势图

Fig. 2 Trend chart of 2D friction force with rotation speed

2 模型介绍

2.1 Stribeck-type的模型

由于研究摩擦学参数对制动系统的影响,要求摩擦模型模拟得到的摩擦因数曲线具有连续性,故本文采用Stribeck-type摩擦模型^{[12]10-17}以预测不同摩擦速度下的摩擦力,该模型避免了 v_r 趋近于0时的不收敛,可提高算力:

$$\mu(v_{r(i)}) = [\mu_{k(i)} + (\mu_{s(i)} - \mu_{k(i)})e^{-\alpha|v_r|}] \tanh(\sigma v_{r(i)}) \quad (1)$$

式中, $i=1$ 时表示制动片1; $\mu_{k(i)}$ 为制动片 i 与制动盘接触的动摩擦因数; $\mu_{s(i)}$ 为制动片 i 与制动盘接触的静摩擦因数; α 、 σ 均为常数; $v_{r(i)}$ 为制动片 i 和盘之间的相对速度。

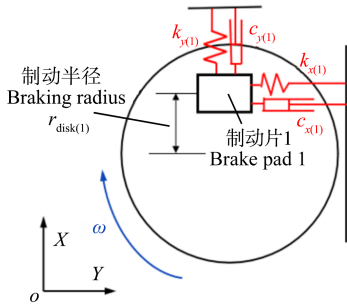
2.2 具有制动片结构的制动系统模型

制动片结构的制动系统如图3(a)所示,其动力学

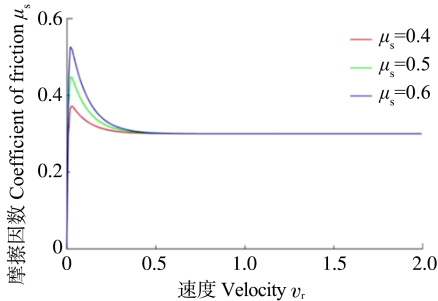
方程为

$$\begin{cases} J_r \ddot{\theta} + c_r \dot{\theta} + k_r \theta = T \\ m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_{ra(1)}(x_1 - r_{disk(1)}) = F_{x(1)} \\ m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + k_{ta(1)}y_1 = F_{y(1)} \end{cases} \quad (2)$$

式中, J_r, c_r, k_r 分别为制动盘的惯性、阻尼和刚度; $m_1, c_1, k_{ra(1)}, k_{ta(1)}$ 分别为制动片 1 的质量、阻尼、径向刚度和切向刚度; θ 为扭转角度; x_1, y_1 分别为制动片 1 在径向和切向的位移。模拟中, 在制动盘上施加一个恒定的角速度 ω ; $F_{x(1)}$ 为 X 方向上来自制动片 1 对制动盘的摩擦力; $F_{y(1)}$ 为 Y 方向来自制动片 1 对制动盘的摩擦力; T 为制动盘上的摩擦力矩。在不同的摩擦速度下, 摩擦因数不是恒定的[图 3(b)]。默认制动片未受到弹簧弹性力的位置为初始位置(0,0)。



(a) 制动片结构的制动系统图
(a) Brake system diagram of the brake pad structure



(b) 不同 μ_s ($\alpha=10, \sigma=100$) 下的摩擦因数-速度关系
(b) Relation of friction coefficient-velocity under different μ_s values ($\alpha=10, \sigma=100$)

图 3 制动片结构的制动系统图及摩擦因数-速度关系

Fig. 3 Brake system diagram of brake pad structure and friction coefficient-velocity relation

调整后的偏微分方程可转化为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = \frac{T}{J_r} - \frac{c_r}{J_r} x_2 - \frac{k_r}{J_r} x_1 \\ \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = \frac{\mu(v_{x(1)})F_{N(1)}}{m_1} - \frac{c_1}{m_1} x_4 - \frac{k_{ra(1)}}{m_1}(x_3 - r_{disk(1)}) \\ \dot{x}_5 = x_6 \\ \dot{x}_6 = \frac{\mu(v_{y(1)})F_{N(1)}}{m_1} - \frac{c_1}{m_1} x_6 - \frac{k_{ta(1)}}{m_1} x_5 \end{cases} \quad (3)$$

使用 4 阶 Runge-Kutta 法来解调整后的偏微分方

程。初始条件为 $[0, 0, 0, r_{disk(1)}, 0, 0]$ 。参数的默认值如表 2 所示。

表 2 缺省参数

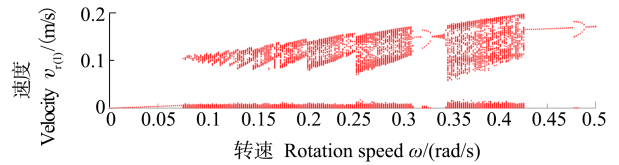
Tab. 2 Default parameters

主要参数 Main parameter	量值 Magnitude
$J_r / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.21
$c_r / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad/s})$	0.1
$k_r / (\text{N} \cdot \text{m/rad})$	25 000
m_1 / kg	0.4
$c_1 / (\text{N} \cdot \text{s/m})$	0.1
$k_{ra(1)} / (\text{N/m})$	10 000
$k_{ta(1)} / (\text{N/m})$	11 000
$\mu_{k(1)}$	0.1
$\mu_{s(1)}$	0.21
α	75
σ	300
$r_{disk(1)} / \text{m}$	0.075
$F_{N(1)} / \text{N}$	40, 80, 120

图 4 为模拟中以 ω 为分岔参数的制动片的分岔图及自相关系数图。通过绘制不同 ω 下 $v_{r(i)}$ 的局部最大值来绘制分岔图, 如图 4(a) 所示。在一定的制动盘角速度范围(0.01~0.5 rad/s)内, 随着 ω 的变化, 制动片的振动由单周期变化为混沌, 最后演变为周期运动; 自相关系数图也由稳定到波动后, 又趋于稳定的趋势。分岔特性图与自相关系数图表现出类似的变化趋势。一个制动片的混沌振动的出现能为自相关系数所预测。因此可以利用自相关系数研究制动片振动的时变信号, 自相关系数 ρ_{xy} 计算式为

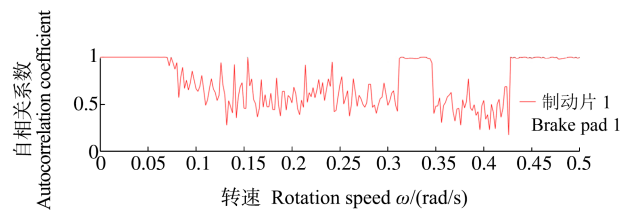
$$\rho_{xy} = \frac{\sum_{i=0}^N X(i)Y(i)}{\sqrt{\sum_{i=0}^N X(i)^2 \sum_{i=0}^N Y(i)^2}} \quad (4)$$

式中, $X(i), Y(i)$ 为原始信号的两部分, 且长度相同。



(a) 分岔特性图

(a) Bifurcation characteristics graph



(b) 自相关系数图

(b) Autocorrelation coefficient graph

图 4 在 $F_N=120 \text{ N}$ 下以 ω 为分岔参数的制动片图

Fig. 4 Diagram of the brake pad with ω as the bifurcation parameter at $F_N=120 \text{ N}$

3 试验与模拟结果

3.1 不同压力下的制动稳定性分析

图5是试验中径向(X 轴,下同)与切向(Y 轴,下同)摩擦力自相关系数关系图及模拟自相关系数图,在40、80、120 N压力下的情况,如图5(a)~图5(c)所示。如图5(a)所示,在 X 轴方向上,自相关系数在转速为0.08~0.4 rad/s的情况下,均处于较低的区域;在0~0.08 rad/s及0.4~0.48 rad/s的情况下处于自相关较高区域。在 Y 轴方向上自相关系数在转速为0.08~0.4 rad/s的情况下均处于波动的区域;在0~0.08 rad/s及0.4~0.48 rad/s的情况下处于自相关较高区域。结合图5(a),

模拟中表现出在低速自相关系数高、中速自相关系数低、高速自相关系数高类似的变化趋势。由图5可以看出,在不同压力下均有在低速时自相关系数高、到中速时自相关系数低、最终高速时自相关系数又变高的变化趋势。图6为压力为40 N时,二维摩擦力时变信号图。高自相关系数图($\omega=0.48$ rad/s)及低自相关系数图($\omega=0.12$ rad/s)分别如图6(a)、图6(b)所示,可以发现高自相关系数下,摩擦力波动比低自相关系数波动规律更为明显。结合图5、图6可以发现,随着压力的增加,制动片摩擦力时变混沌特性出现扩大的趋势。由此可知,合适的制动力能减少制动系统混沌运动。

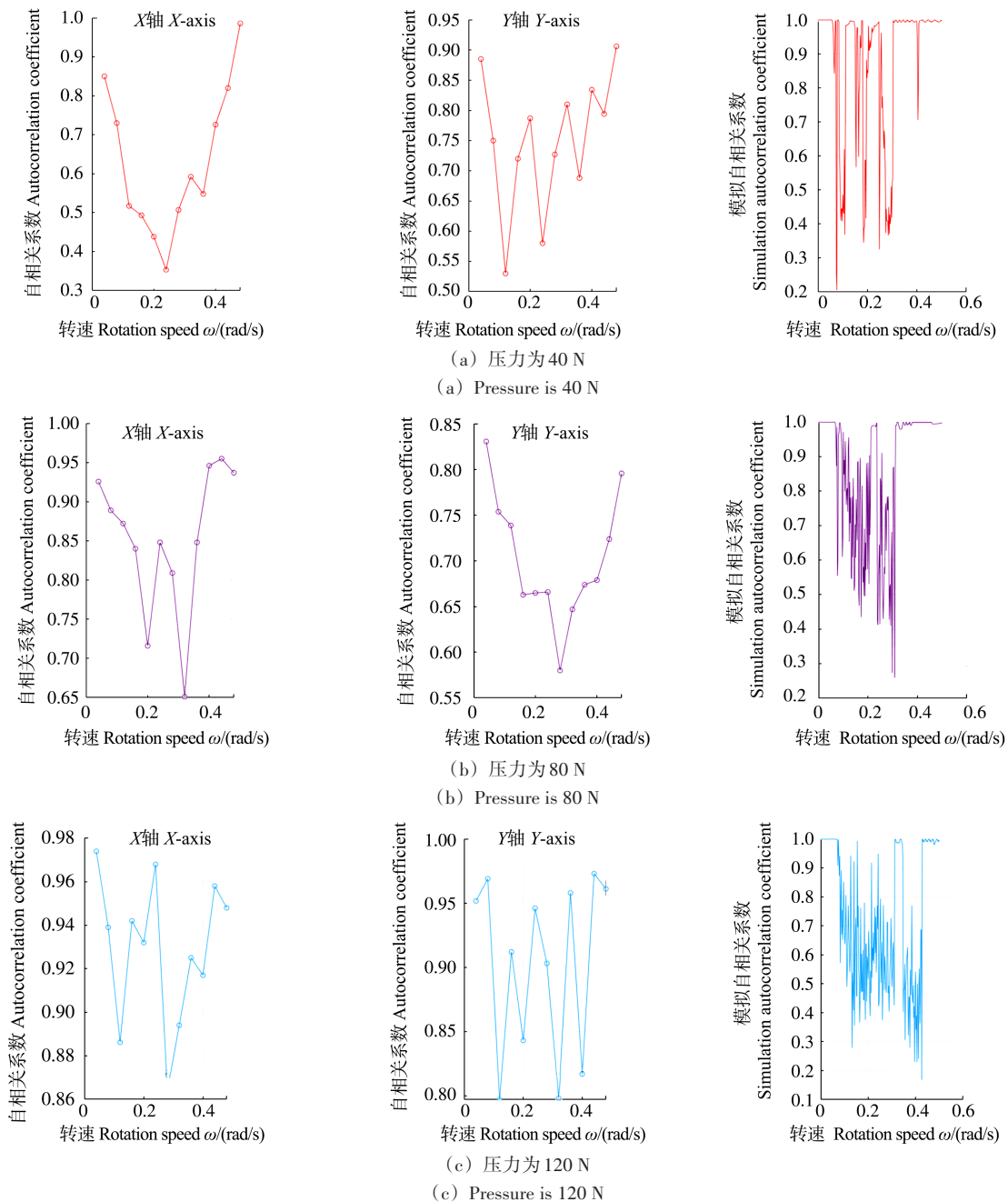


图5 试验二维自相关系数及模拟自相关系数图

Fig. 5 Plot of test 2D autocorrelation coefficient and simulation autocorrelation coefficient

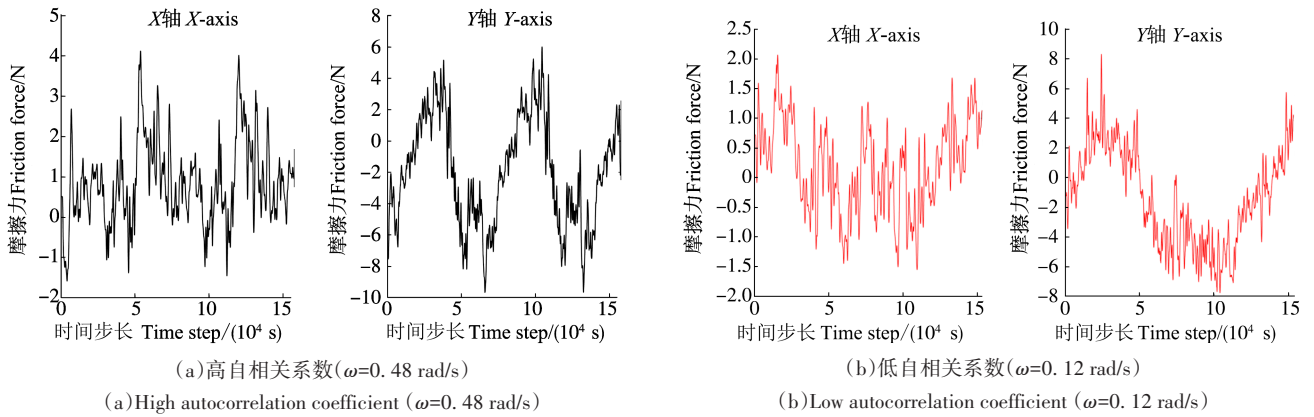
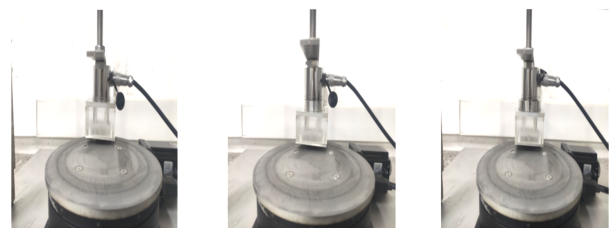


图 6 $F_N=40\text{ N}$ 时试验二维摩擦力时变信号图

Fig. 6 Time-varying signal plot of the test 2D friction force when $F_N=40\text{ N}$

3.2 制动片不同质量下的制动稳定性分析

图 7 为制动片在不同质量 $m_1=0.4、0.5、0.6\text{ kg}$ 情况下的试验图。其余试验工况与上述均保持一致。图 8 是在 $m_1=0.5\text{ kg}$ 及压力为 40 N 情况下径向与切向摩擦力的自相关系数关系图及模拟自相关系数图。如图 8(a) 所示, 试验在 X 轴方向上, 自相关系数在转速为 $0.08\sim 0.32\text{ rad/s}$ 的情况下处于较低的区域; 在 $0\sim 0.08\text{ rad/s}$ 及 $0.32\sim 0.48\text{ rad/s}$ 的情况下处于自相关较高区域。在 Y 轴方向上自相关系数在转速为 $0.08\sim 0.32\text{ rad/s}$ 的情况下处于波动的区域; 在 $0\sim 0.08\text{ rad/s}$ 及 $0.32\sim 0.48\text{ rad/s}$ 的情况下处于自相关系数较高区



(a) 质量为 0.4 kg (b) 质量为 0.5 kg (c) 质量为 0.6 kg
(a) Mass is 0.4 kg (b) Mass is 0.5 kg (c) Mass is 0.6 kg

图 7 制动片不同质量下试验图

Fig. 7 Test diagram for different masses of brake pads

域。图 9 是压力为 40 N 时, 二维摩擦力时变信号图。由图 9 可以发现, 高自相关系数下, 摩擦力波动比低自

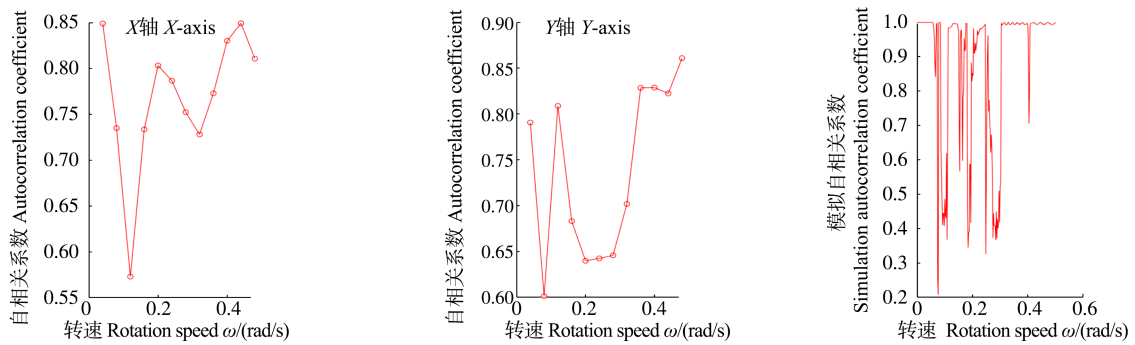


图 8 在 $m_1=0.5\text{ kg}$ 、 $F_N=40\text{ N}$ 下试验二维自相关系数及模拟自相关系数图

Fig. 8 Plot of test 2D autocorrelation coefficient and simulation autocorrelation coefficient when $m_1=0.5\text{ kg}$ and $F_N=40\text{ N}$

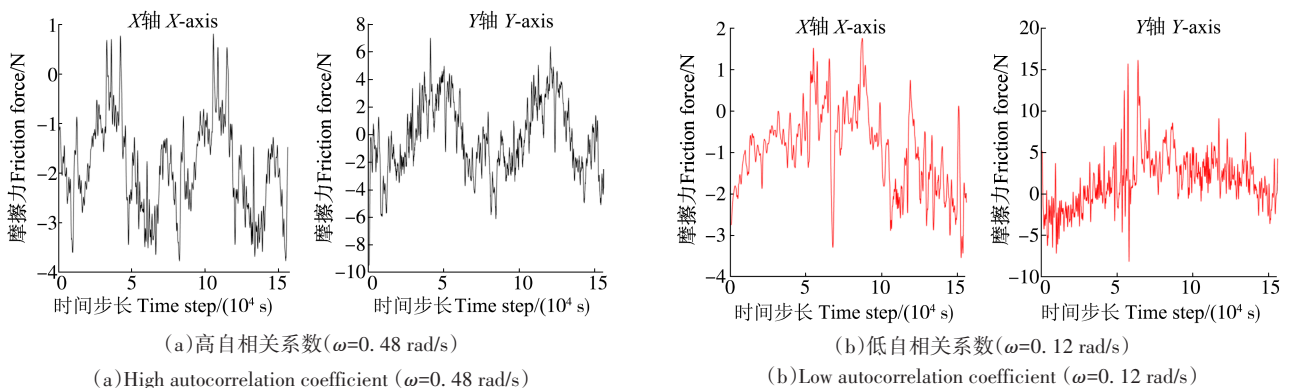


图 9 在 $m_1=0.5\text{ kg}$ 、 $F_N=40\text{ N}$ 时试验二维摩擦力时变信号图

Fig. 9 Time-varying signal plot of the test 2D friction force when $m_1=0.5\text{ kg}$ and $F_N=40\text{ N}$

相关系数波动规律更为明显。图 10 是在 $m_1=0.6 \text{ kg}$ 及压力为 40 N 的情况下切向与径向摩擦力的自相关系数关系图及模拟自相关系数图。图 11 是压力为 40 N 时,二维摩擦力时变信号图。

结合图 5~图 11,图 8 对比图 5 中的自相关系数图,压

力为 40 N 时, $m_1=0.5 \text{ kg}$ 与 $m_1=0.4 \text{ kg}$ 自相关系数波动区间类似;图 9 对比图 5 中的自相关系数图,压力为 40 N 时, $m_1=0.6 \text{ kg}$ 对比 $m_1=0.4 \text{ kg}$ 自相关系数波动区间均出现减小的趋势。结合以上结果,在特定参数下,可以通过合适的制动片质量来抑制制动系统的混沌振动。

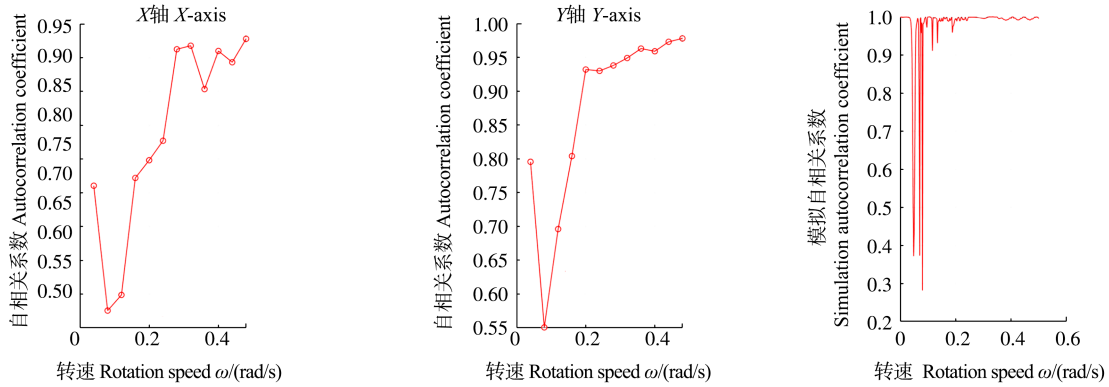


图 10 在 $m_1=0.6 \text{ kg}$ 、 $F_N=40 \text{ N}$ 下试验二维自相关系数及模拟自相关系数图

Fig. 10 Plot of the test 2D autocorrelation coefficient and simulation autocorrelation coefficient when $m_1=0.6 \text{ kg}$ and $F_N=40 \text{ N}$

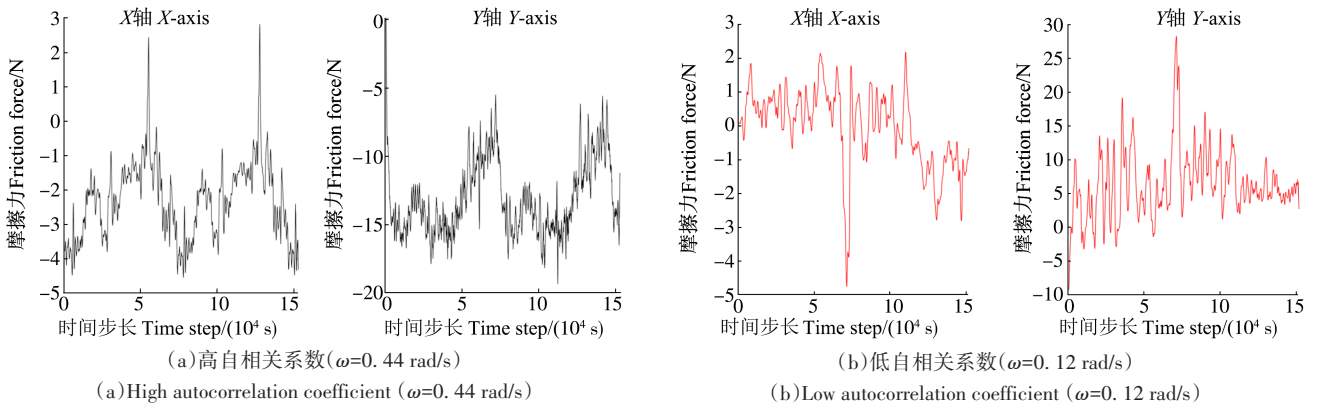


图 11 在 $m_1=0.6 \text{ kg}$ 、 $F_N=40 \text{ N}$ 时试验二维摩擦力时变信号图

Fig. 11 Time-varying signal plot of the test 2D friction force when $m_1=0.6 \text{ kg}$ and $F_N=40 \text{ N}$

3.3 制动片不同制动半径下的制动稳定性分析

图 12 为制动片在不同制动半径 $r=0.06$ 、 0.075 、 0.09 m 下的试验图。其余试验工况与上述均保持一致。图 13 是在 $r=0.06 \text{ m}$ 及 $F_N=40 \text{ N}$ 的情况下切向与径向摩擦力的自相关系数关系图及模拟自相关系数图。由图 13 可以看出,在 X 轴方向上,自相关系数在转速为 $0.08\sim 0.36 \text{ rad/s}$ 的情况下处于较低的区域;在 $0\sim 0.08 \text{ rad/s}$ 及 $0.36\sim 0.48 \text{ rad/s}$ 的情况下处于自相关较高区域。在 Y 轴方向上自相关系数在转速为 $0.04\sim$

0.44 rad/s 的情况下处于波动的区域;在 $0\sim 0.04 \text{ rad/s}$ 及 $0.44\sim 0.48 \text{ rad/s}$ 的情况下处于自相关较高区域。图 13 (a) 模拟表现出在低速自相关系数高、中速自相关系数低、高速自相关系数高的类似变化趋势。图 14 是压力为 40 N 时二维摩擦力时变信号图。高自相关系数图 ($\omega=0.48 \text{ rad/s}$) 及低自相关系数图 ($\omega=0.12 \text{ rad/s}$) 如图 14(a) 及图 14(b) 所示。由图 14 可以发现,高自相关系数下,摩擦力波动比低自相关系数波动规律更为明显。图 15 是在 $r=0.09 \text{ m}$ 及 $F_N=40 \text{ N}$ 的情况下切向与径向摩擦力的自相关系数关系图及模拟自相关系数图,图 16 是上述情况下的二维摩擦力时变信号图。

结合图 5、图 6、图 13~图 16,图 13 对比图 5 中的自相关系数图,压力为 40 N 时, $r=0.06 \text{ m}$ 对比 $r=0.075 \text{ m}$ 自相关系数波动区减小;图 15 对比图 5 的自相关系数图,压力为 40 N 时, $r=0.09 \text{ m}$ 对比 $r=0.075 \text{ m}$ 自相关系数波动区间均出现减小的趋势。结合以上结果,在特定压力参数下,可以通过合适的制动半径来抑制制动系统的混沌振动。

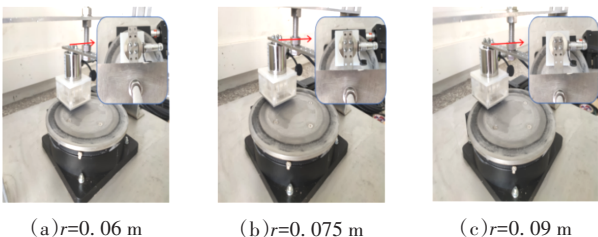


图 12 制动片不同制动半径下试验图

Fig. 12 Test diagram with different braking radius of brake pads

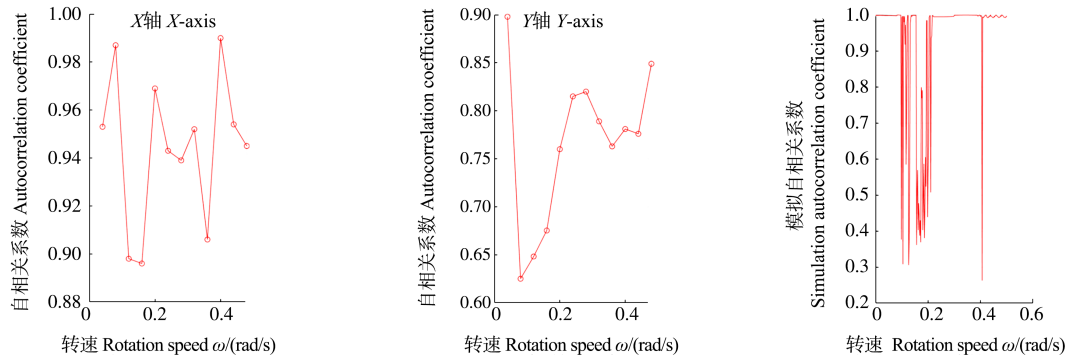
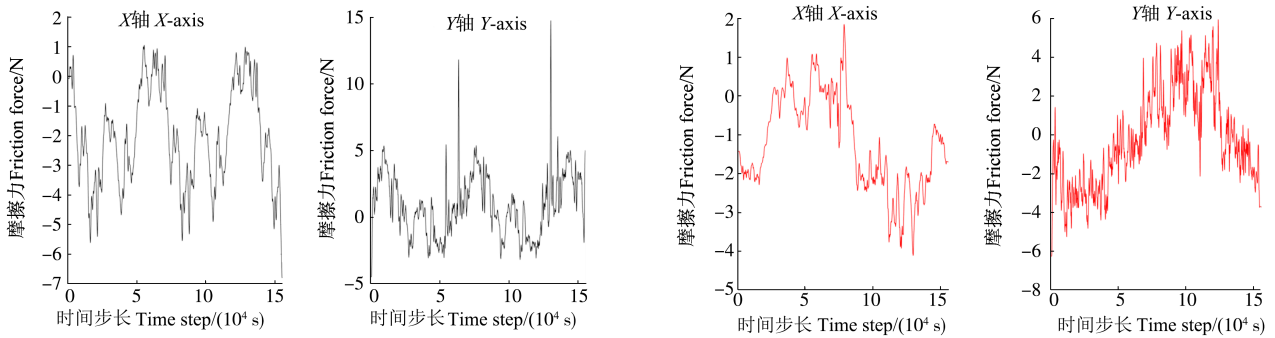


图 13 在 $r=0.06\text{ m}$, $F_N=40\text{ N}$ 时试验二维自相关系数及模拟自相关系数图

Fig. 13 Plot of the test 2D autocorrelation coefficient and simulation autocorrelation coefficient when $r=0.06\text{ m}$ and $F_N=40\text{ N}$



(a) 高自相关系数 ($\omega=0.48\text{ rad/s}$)
(a) High autocorrelation coefficient ($\omega=0.48\text{ rad/s}$)

(b) 低自相关系数 ($\omega=0.12\text{ rad/s}$)
(b) Low autocorrelation coefficient ($\omega=0.12\text{ rad/s}$)

图 14 在 $r=0.06\text{ m}$, $F_N=40\text{ N}$ 时试验二维摩擦力时变信号图

Fig. 14 Time-varying signal plot of the test 2D friction force when $r=0.06\text{ m}$ and $F_N=40\text{ N}$

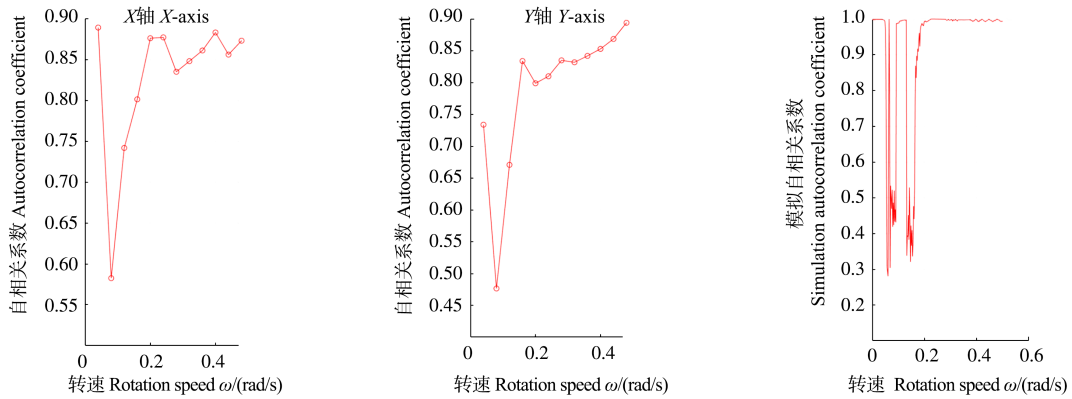
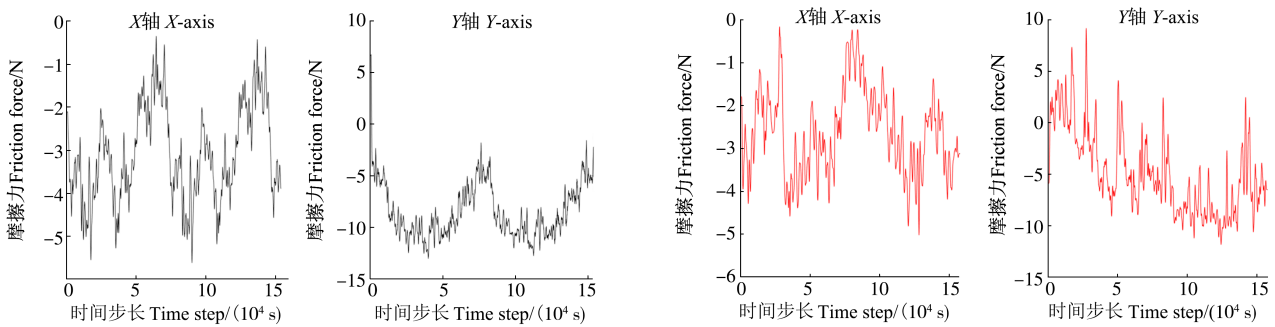


图 15 在 $r=0.09\text{ m}$, $F_N=40\text{ N}$ 时试验二维自相关系数及模拟自相关系数图

Fig. 15 Plot of the test 2D autocorrelation coefficient and simulation autocorrelation coefficient when $r=0.09\text{ m}$ and $F_N=40\text{ N}$



(a) 高自相关系数 ($\omega=0.48\text{ rad/s}$)
(a) High autocorrelation coefficient ($\omega=0.48\text{ rad/s}$)

(b) 低自相关系数 ($\omega=0.08\text{ rad/s}$)
(b) Low autocorrelation coefficient ($\omega=0.08\text{ rad/s}$)

图 16 在 $r=0.09\text{ m}$, $F_N=40\text{ N}$ 时试验二维摩擦力时变信号图

Fig. 16 Time-varying signal plot of the test 2D friction force when $r=0.09\text{ m}$ and $F_N=40\text{ N}$

3.4 制动片不同制动环境下的制动稳定性分析

图 17 为制动片在不同制动盘湿润环境($\mu_s=0.17$ 、 $\mu_k=0.07$)、泥沙环境($\mu_s=0.19$ 、 $\mu_k=0.08$)下的试验图。其余试验工况与上述均保持一致。摩擦因数由压力为 0 的情况下,5 次试验取平均值测得。湿润环境情况的水取自生活用水;泥沙环境情况下的泥土采集路面泥土。泥土主要化学成分由土壤成分分析仪器(型号:HED-TYD 霍尔德)测得,如表 3 所示。两种不同制动盘环境下均用微型蠕动水泵通过导管抽至制动盘制动面。

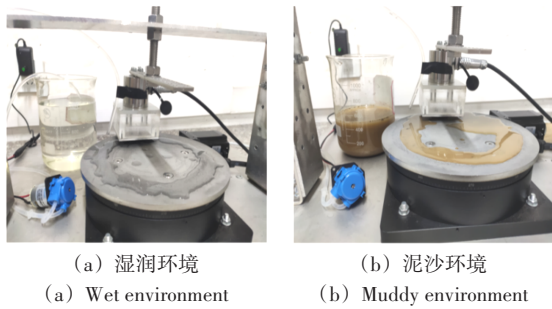


图 17 制动片不同制动盘环境下试验图
Fig. 17 Test diagram of brake pads in different brake disc environments

图 18 是在湿润环境及 $F_N=40\text{ N}$ 下,径向与切向摩

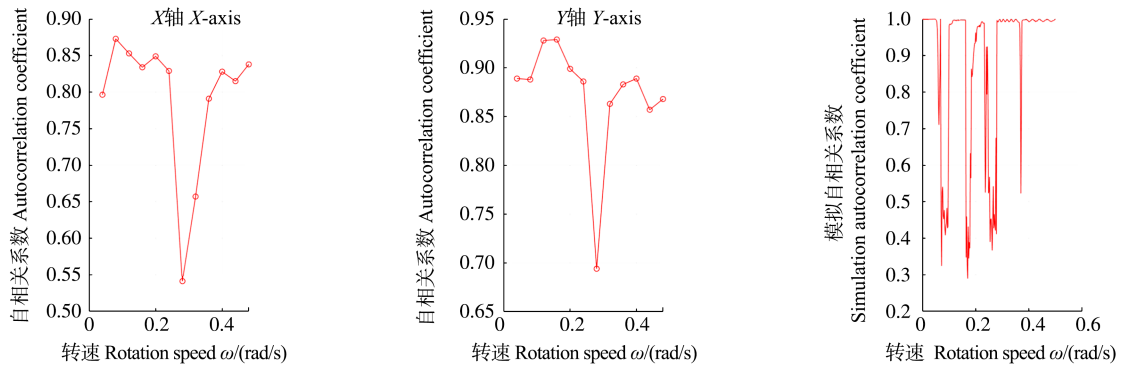


图 18 在湿润环境及 $F_N=40\text{ N}$ 下试验二维自相关系数及模拟自相关系数图
Fig. 18 Plot of the test 2D autocorrelation coefficient and simulation autocorrelation coefficient with wet environment and $F_N=40\text{ N}$

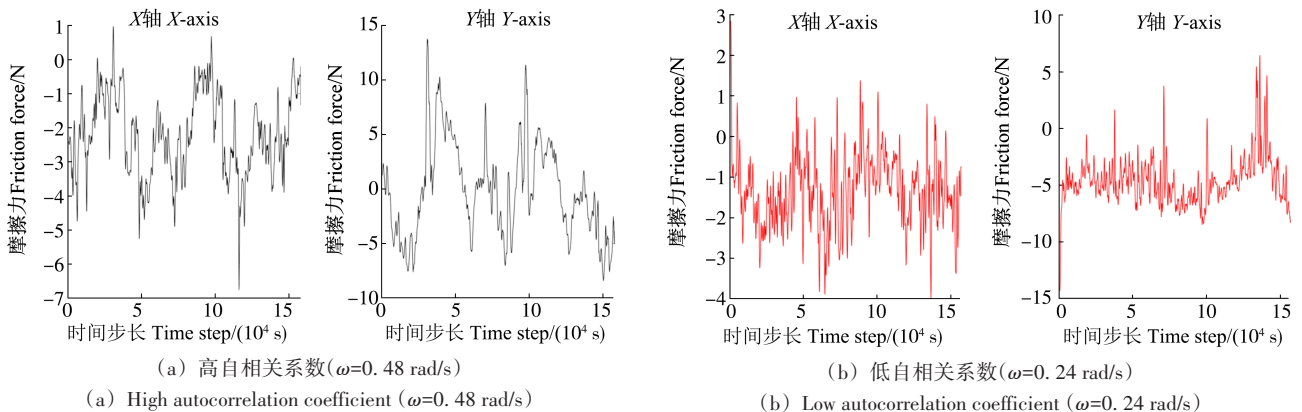


图 19 在湿润环境及 $F_N=40\text{ N}$ 下试验二维摩擦力时变信号图
Fig. 19 Time-varying signal plot of the test 2D friction force with wet environment and $F_N=40\text{ N}$

表 3 泥土主要化学成分

主要成分 Main component	含量 Content/(g/kg)	主要成分 Main component	含量 Content/(g/kg)
SiO ₂	645	MgO	9.8
Al ₂ O ₃	130	K ₂ O	9.5
Fe ₂ O ₃	67	Na ₂ O	5.1
CaO	12	P ₂ O ₅	1.1

擦力的自相关系数关系图及模拟自相关系数图。如图 18 所示,在 X 轴方向上,自相关系数在转速为 0.24~0.36 rad/s 的情况下均处于较低的区域;在 0~0.24 rad/s 及 0.36~0.48 rad/s 的情况下处于自相关较高区域;在 Y 轴方向上,自相关系数在转速为 0.24~0.36 rad/s 的情况下均处于波动的区域,在 0~0.24 rad/s 及 0.36~0.48 rad/s 的情况下处于自相关较高区域。图 18 模拟中表现出低速自相关系数高、中速自相关系数低、高速自相关系数高的类似变化趋势。图 19 是压力为 40 N 时二维摩擦力时变信号图。高自相关系数图($\omega=0.48\text{ rad/s}$)及低自相关系数图($\omega=0.24\text{ rad/s}$)如图 19(a)、图 19(b)所示。由图 19 可以发现,高自相关系数下,摩擦力波动比低自相关系数波动规律更为明显。图 20 是在泥沙环境及 $F_N=40\text{ N}$ 下,径向与切向摩擦的自相

关系数关系图及模拟自相关系数图。图 21 为压力为 40 N 时二维摩擦力时变信号图。

结合图 5、图 6、图 18~图 21,图 18 对比图 5 中的自相关系数图可知,压力为 40 N 时,湿润环境对比干摩擦的自相关系数波动区间出现减小的趋势;图 20 对比图 5 中的自相关系数图,压力为 40 N 时,干摩擦对比泥沙环

境自相关系数波动区间出现扩大的趋势。由于实际情况下,汽车制动并非模拟情况下的湿摩擦情况,试验湿润环境仅出现在理想情况下,大多数为泥沙环境的情况。结合以上结果,在制动盘环境下,不同的制动盘环境会影响制动系统的混沌振动,摩擦因数减小并不能抑制制动系统的混沌振动。

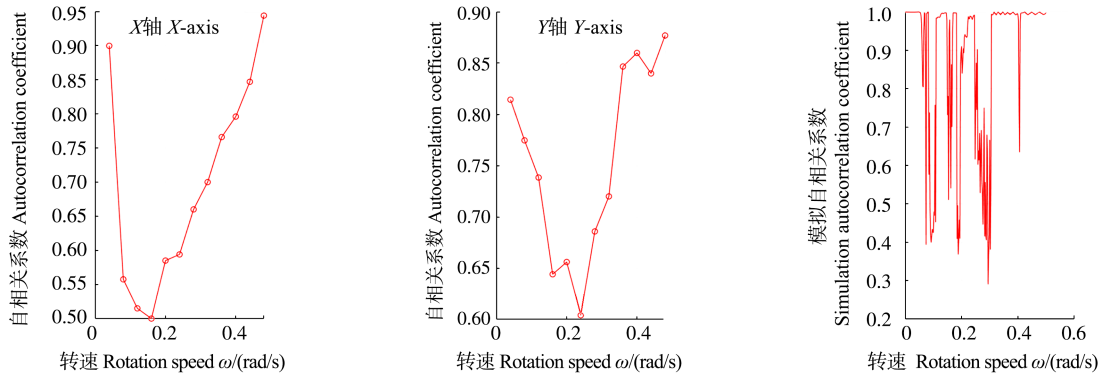


图 20 在泥沙环境及 $F_N=40\text{ N}$ 下试验二维自相关系数及模拟自相关系数图

Fig. 20 Plot of the test 2D autocorrelation coefficient and simulation autocorrelation coefficient with muddy environment and $F_N=40\text{ N}$

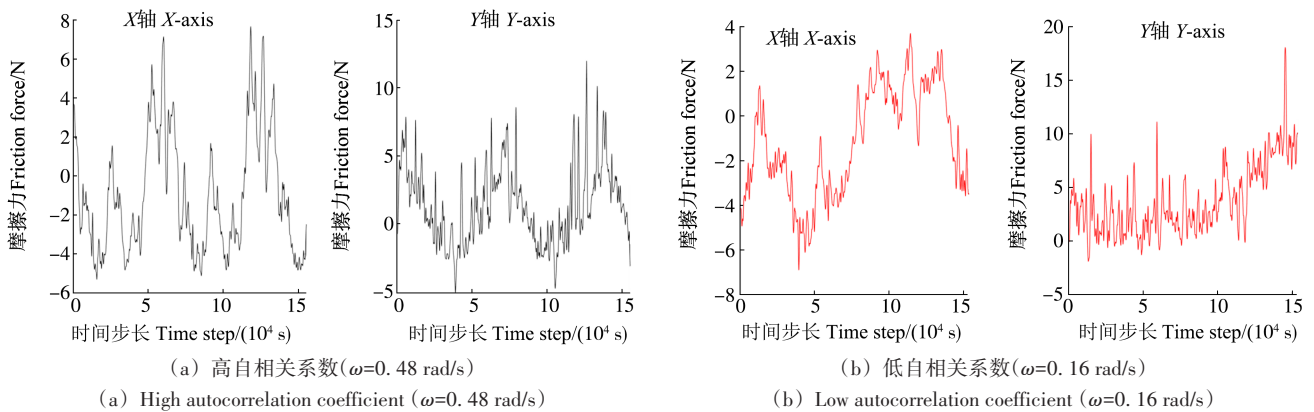


图 21 在泥沙环境和 $F_N=40\text{ N}$ 下试验二维摩擦力时变信号图

Fig. 21 Time-varying signal plot of the test 2D friction force with muddy environment and $F_N=40\text{ N}$

4 结论

基于滑块-转盘结构的摩擦试验机,开展制动片关键参数对制动系统动力学特性的影响研究,并以此为依据,建立了基于 Stribeck-type 的制动系统动力学模型。通过试验及模拟,探究制动片关键参数下的制动系统动力学特性,得出以下结论:

1)通过分析恒定角速度 ω 下制动片振动的分岔特性图和自相关系数,结合试验中转速自相关系数,发现自相关系数变化可以作为衡量制动力时变信号混沌特性强弱的指标。

2)随着施加压力的增大,其制动摩擦力信号的混沌特性出现增加的趋势。合适的制动片质量、制动半径以及制动盘环境对制动摩擦力时变混沌特性有显

著影响。本文可为制动片系统的制动策略优化与降噪抑振提供一定实际参考价值。

参考文献 (References)

[1] LEE W K, JANG H. Moisture effect on velocity dependence of sliding friction in brake friction materials [J]. *Wear*, 2013, 306 (1/2): 17-21.

[2] LEE S M, SHIN M W, LEE W K, et al. The correlation between contact stiffness and stick-slip of brake friction materials [J]. *Wear*, 2013, 302 (1/2): 1414-1420.

[3] YOON S W, SHIN M W, LEE W G, et al. Effect of surface contact conditions on the stick-slip behavior of brake friction material [J]. *Wear*, 2012, 294: 305-312.

[4] MUELLER M, OSTERMEYER G P. Cellular automata method for macroscopic surface and friction dynamics in brake systems [J]. *Tribology International*, 2007, 40 (6): 942-952.

- [5] 周高伟,段建军,史月昆,等. 制动过程中闸片材料与制动盘温度关系试验研究[J]. 润滑与密封,2023,48(1):142-149.
ZHOU Gaowei, DUAN Junjun, SHI Yuekun, et al. Experimental study on the relationship between brake pad material and brake disc temperature during braking [J]. Lubrication Engineering, 2023, 48(1):142-149. (In Chinese)
- [6] 刘珏,董世运,王东星,等. 高速列车制动盘设计中若干问题的研究现状[J]. 材料导报,2023,37(14):69-74.
LIU Jue, DONG Shiyun, WANG Dongxing, et al. Research status of several issues in the design of brake discs for high-speed trains [J]. Materials Reports, 2023, 37(14):69-74. (In Chinese)
- [7] MORGAN F, MUSKAT M, REED D W. Studies in lubrication: X. friction phenomena and the stick-slip process [J]. Journal of Applied Physics, 1941, 12(10):743-752.
- [8] XIE Z L, ZHU W D. An investigation on the lubrication characteristics of floating ring bearing with consideration of multi-coupling factors [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 162:108086.
- [9] 项载毓,莫继良,贺德强,等. 基于三明治阻尼结构的高速列车制动摩擦振动噪声抑制[J]. 机械工程学报,2024,60(5):196-208.
XIANG Zaiyu, MO Jiliang, HE Deqiang, et al. Friction-induced vibration and noise reduction of high-speed train braking via sandwich damping[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024, 60(5):196-208. (In Chinese)
- [10] WEI D G, RUAN J Y, ZHU W W, et al. Properties of stability, bifurcation, and chaos of the tangential motion disk brake [J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 375:353-365.
- [11] WEI D G, SONG J W, NAN Y H, et al. Analysis of the stick-slip vibration of a new brake pad with double-layer structure in automobile brake system [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 118:305-316.
- [12] YAN X Y, FAN C L, WANG W, et al. Study on the influence of radial stiffness on the nonlinear vibration of brake system [J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2022, 74(1):10-17.
- [13] YANG Y, OUYANG H J, ZENG J, et al. Investigation on dynamic characteristics of a rod fastening rotor-bearing coupling system with fixed-point rubbing[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2022, 43(7):1063-1080.
- [14] LI Z L, OUYANG H J, WEI Z H. Insights into instability of friction-induced vibration of multi-degree-of-freedom models [J]. Journal of Sound and Vibration, 2021, 503:116107.
- [15] XIANG Z Y, CHEN W, MO J L, et al. The effects of the friction block shape on the tribological and dynamical behaviours of high-speed train brakes [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2021, 194:106184.

Test analysis of key brake pad parameter on brake system stability

LIN Dongdong^{1,2} YAN Xiaoyu^{1,2} CHEN Bingsan^{1,2} ZHANG Fujiang^{1,2} DING Yining^{1,2} DONG Shichao^{1,2}

(1. Fujian Key Laboratory of Intelligent Machining Technology and Equipment, Fujian University of Technology, Fuzhou 350118, China)

(2. School of Mechanical and Automotive Engineering, Fujian University of Technology, Fuzhou 350118, China)

Abstract: To explore the impact of key parameters of brake pads on the dynamics characteristics of the braking system, the test research based on a friction testing machine with a slider-disc structure was conducted. The test research of the impact of key parameters of brake pads (rotation speed, pressure, mass, braking radius, etc.) and the braking environment (dry friction, wetness, sand) on the stability of the braking system was carried out. At the same time, a dynamics model of the brake pad braking system was established, compared with test results using the mathematical tool of autocorrelation coefficient. The results show that the key parameters of brake pads have a significant impact on the dynamics characteristics of the braking system; under different conditions of brake pad mass, tribological parameters, brake pad radius, and braking environment; the chaotic characteristics of the braking friction force signal show a trend of expansion or contraction; the chaotic vibration can be suppressed by adjusting the key parameters of brake pads. This study can provide reference for optimizing the braking strategy and reducing noise and vibration in brake pad systems.

Key words: Braking system; Friction vibration; Test analysis; Chaos characteristic; Friction model

Corresponding author: YAN Xiaoyu, E-mail: 837047271@qq.com

Fund: Fujian Provincial Science and Technology Innovation Key Project Funding (2022G02007); Natural Science Foundation of Fujian Province(2022J05181)

Received: 2023-05-04 Revised: 2023-06-20