

基于正交试验法的磁流变液制动器设计和分析

杨广鑫 王飞 周龙 王道明

(合肥工业大学 机械工程学院, 合肥 230009)

摘要:【目的】针对电动汽车用磁流变液制动器结构参数优化需求,明确关键结构参数对制动性能的影响规律,获取最优参数组合,为其设计与工程应用提供支撑。【方法】首先,基于制动性能影响因素分析,选取制动间隙宽度 h 、制动盘数量 n 、制动盘外圆半径 R_2 这3个关键因素;其次,以黏性制动力矩、常规制动力矩、最大制动力矩为评估指标,设计 $L_{16}(4^3)$ 正交试验;然后,通过Matlab/Simulink软件开展数值仿真与极差分析;最后,制作样机并完成试验验证。【结果】试验结果表明,零场下黏性制动力矩主要受制动间隙宽度影响,施磁后制动盘数量为首要影响因素,制动盘外圆半径次之;最优参数组合($h=1.5\text{ mm}$ 、 $n=4$ 、 $R_2=75\text{ mm}$)下,常规制动力矩约为黏性制动力矩的68倍;输入电流为 2.1 A 时,最大输出制动力矩达 $240.3\text{ N}\cdot\text{m}$,通过调节磁场强度可实现制动力矩的无级调控。

关键词:磁流变液;制动器;制动性能;正交试验;数值模拟

中图分类号: TH139 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2026.01.005

0 引言

制动系统是车辆不可或缺的组成部分,其性能直接影响车辆的行驶安全。目前,液压制动系统应用广泛,但其机械摩擦式的结构易产生零部件磨损、发热严重、制动效率较低、制动稳定性较差等问题^[1]。磁流变液制动器是一种新型非接触式制动器,通过磁流变液在磁场作用下产生阻碍制动盘运动的制动力矩,并且可以通过改变磁场强度来调节制动力矩大小。

随着电动汽车的不断发展,智能电动汽车要求制动系统能够实现主动制动等功能^[2]。磁流变液制动器具有响应迅速、控制简单和能耗低等优势,并且磁流变液制动器能够与电动汽车中的电子控制系统协同工作,适用于线控制动系统^[3-4]。磁流变液制动器有潜力成为新型可靠的制动执行器,在车辆制动领域具有广泛的应用前景,也为未来智能电动汽车的制动执行器提供了一种选择方案。磁流变液制动器的制动性能、外形尺寸及质量都是需要关注的重点。

磁流变液制动器所展现出的优异性能吸引了国内外众多专家学者的关注。WANG等^[5]研制了一种水

冷散热的大转矩挤压式磁流变液制动器,通过试验研究了温度对大转矩磁流变液制动器传动特性的影响,结果表明,高温会使磁流变液传动性能下降。巩杭等^[6]提出一种形状记忆合金与磁流变液交替的传动方法。CHEN等^[7]设计了一种工作间隙尺寸可调的磁流变液制动器,研究表明,改变磁流变液工作间隙宽度能够控制输出制动力矩的大小。陈松等^[8]设计了偏心式磁流变液制动器,用以提高制动性能。CAO等^[9]提出一种用于电动汽车的梳齿盘式磁流变液制动器,通过电磁场仿真,研究了不同结构尺寸对其制动性能的影响。KARAKOC等^[10]采用多目标优化设计方法,获得了磁流变液制动器的最优设计参数。ACHARYA等^[11]利用多目标遗传算法计算了磁流变液制动器的最佳尺寸参数和磁流变液组成成分。

综上所述,现有研究对磁流变液制动器的制动性能展开了较为全面的分析,但综合考虑工作间隙尺寸、制动盘数量及其尺寸的研究较少。本文基于正交试验法进行相关研究,分析讨论了上述因素对磁流变液制动器制动性能影响的主次顺序。

收稿日期: 2024-11-25

基金项目: 国家自然科学基金项目(52175047); 中央高校基本科研业务费专项资金(JZ2024HG0299)

作者简介: 杨广鑫,男,1997年生,安徽合肥人,博士研究生; 主要研究方向为磁流变液传动技术; yanggx@mail.hfut.edu.cn。

王道明(通信作者),男,1987年生,江苏盐城人,博士,教授; 主要研究方向为车辆线控制动技术、智能结构与系统; cumtcmewdm@hotmail.com。

引用格式: 杨广鑫,王飞,周龙,等. 基于正交试验法的磁流变液制动器设计和分析[J]. 机械传动,2026,50(1):32-39.

YANG Guangxin, WANG Fei, ZHOU Long, et al. Design and analysis of magnetorheological fluid brakes based on orthogonal test methods[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2026, 50(1): 32-39.



免费获取

1 磁流变液制动器

磁流变液制动器采用非接触式制动形式, 以磁流变液为工作介质, 在保障制动性能的同时可避免摩擦磨损和振动等问题。图1为多盘式磁流变液制动器 (Multi-disk Magnetorheological fluid Brake, Multi-disk MRB) 结构示意图^[12]。该制动器具有多个由固定盘和制动盘构成的工作间隙, 用以填充磁流变液; 此外, 还包括轴、励磁线圈、壳体、导磁板、轴承、密封圈、螺栓等零部件。

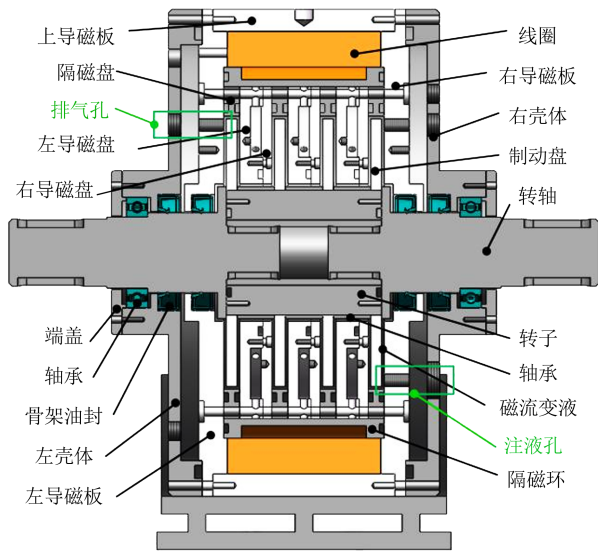


图1 多盘式磁流变液制动器结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the Multi-disk MRB structure

磁流变液是一类典型的场响应型智能材料, 在零场工况下具有优异的流动性。当外施磁场时, 其内部磁性颗粒会沿磁场方向有序排列并形成磁链结构, 流动性显著降低; 随磁场强度持续增大, 磁流变液的表观黏度呈非线性递增趋势, 进而表现出可控的剪切屈服强度。在制动器中, 磁流变液作为核心工作介质, 通过制动工作间隙内磁流变液在外磁场作用下的剪切效应传递制动力矩; 通过调控磁场强度, 能够连续、快速且可逆地改变磁致剪切应力, 从而实现对制动力矩与转速的无级调控。磁流变液所具备的可控性与流变特性, 赋予了磁流变液制动器宽范围的制动力矩调节能力, 使其在软制动领域展现出广阔的应用前景。

2 仿真分析模型

2.1 目标制动力矩

车用磁流变液制动器作为制动系统中的制动执行器, 其制动性能一直是研究的重点。输出制动力矩则是直观评价制动器性能优劣的关键指标之一。本文以某款 A00 级微型车为研究对象, 其主要参数

如表1所示。

表1 A00级微型车主要参数

Tab. 1 Main parameters of an A00-class vehicle

车身参数	值
车辆满载总质量 G_g /kg	1 150
轴距 L /m	2.34
重心至前轴距离 l /m	1.15
满载时重心高度 h_g /m	0.55
轮胎滚动半径 r_m /m	0.24

根据《乘用车行车制动器性能要求及台架试验方法》^[13], 当目标车辆满载时, 若以 4.41 m/s^2 ($0.45g$, g 为重力加速度) 的制动减速度进行制动, 则后制动器所提供的制动力矩 M_c 的计算式为

$$M_c = \frac{J a}{r_m} \quad (1)$$

式中, M_c 为制动器的目标制动力矩; J 为对应车轮的转动惯量; a 为制动减速度。

转动惯量 J 的计算式为

$$J = \frac{G_a (l - 0.45h_g) r_m^2}{2L} \quad (2)$$

将表1所示参数代入式(1)和式(2)可得, 目标车辆满载时, 以 4.41 m/s^2 的制动减速度进行制动, 磁流变液制动器的理论输出目标制动力矩为 $234.72 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

2.2 制动力矩数学模型

实际工程应用中, 常用 Bingham 模型来描述磁流变液所展现出的流变特性。磁流变液在磁场作用下提供的剪切应力 τ 为

$$\tau = \tau_B + \eta \dot{\gamma} \quad (3)$$

式中, τ_B 为磁流变液的磁致剪切屈服应力; η 为磁流变液的塑性黏度; $\dot{\gamma}$ 为剪切应变率。

图2为磁流变液制动器简化示意图。

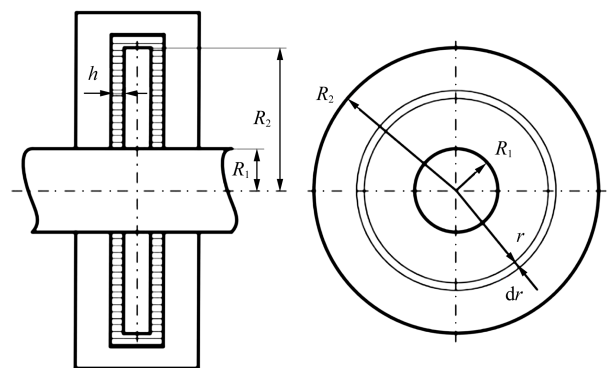


图2 磁流变液制动器简化示意图

Fig. 2 Simplified diagram of the MRB

当制动盘以角速度 ω 旋转时, 制动盘上任意半径 r 处某点的剪切应变率可表示为

$$\gamma = \frac{\omega r}{h} \quad (4)$$

式中, h 为工作间隙(磁流变液工作区域)宽度。

采用微元法计算磁场作用下制动盘产生的制动力矩。随机选择盘上一微型环形区域 dA , 该环形区域产生的制动力矩 dM 可表示为

$$dM = r\tau dA = 2\pi\tau r^2 dr \quad (5)$$

磁流变液制动器的输出制动力矩主要由两部分组成, 一部分是零场条件下由磁流变液本身黏性产生的黏性制动力矩; 另一部分是磁场存在时磁流变液产生的制动力矩。结合式(3)、式(4)和式(5), 在磁场作用下, 磁流变液制动器中单个制动盘单面所能提供的输出制动力矩 M_1 的计算式为

$$M_1 = \int_{R_1}^{R_2} dM = M_\eta + M_B \quad (6)$$

式中, R_1 为制动盘的内圆半径; R_2 为制动盘的外圆半径; M_η 为黏性制动力矩; M_B 为磁致制动力矩。

无磁场作用时, 磁流变液表现为牛顿流体, 单个工作间隙产生的黏性制动力矩 M_η 为

$$M_\eta = \int_{R_1}^{R_2} 2\pi r^2 \eta \gamma dr = \frac{\pi \eta \omega}{2h} (R_2^4 - R_1^4) \quad (7)$$

当励磁线圈通电产生磁场后, 磁流变液表现为 Bingham 流体, 单个工作间隙产生的磁致制动力矩 M_B 为

$$M_B = \int_{R_1}^{R_2} 2\pi r^2 \tau_B dr = \frac{2}{3} \pi \tau_B (R_2^3 - R_1^3) \quad (8)$$

2.3 制动力矩数值计算

本文选用 SG-MRF2035 磁流变液, 其主要性能参数如表 2 所示, 其剪切屈服应力和磁场强度的关系曲线如图 3 所示。

表 2 磁流变液主要性能参数

Tab. 2 Main performance parameters of the magnetorheological fluid	
性能参数	值
密度/(g/mL)	3.09
使用温度/°C	-40~180
闪点/°C	250
剪切屈服应力/kPa	55(1.0 T)
表观黏度/(mPa·s)	240(30 °C)

本文通过 Matlab/Simulink 软件对磁流变液制动器的输出制动力矩进行仿真分析。为了便于计算, 利用 Matlab 软件对磁流变液剪切屈服应力的测试值进行多项式拟合, 得到磁流变液剪切屈服应力和磁感应强度的数值关系。根据拟合结果, 磁流变液的剪切屈服应力 τ_B 可表示为

$$\tau_B = 127.133 9B^4 - 318.087 5B^3 + 202.014 3B^2 + 40.861 4B - 0.453 6 \quad (9)$$

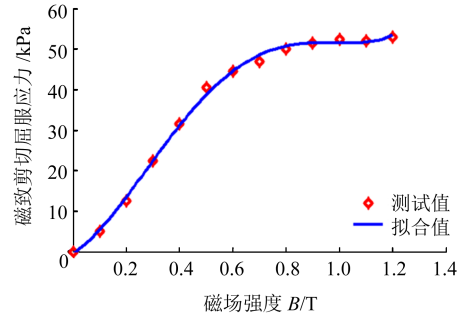


图 3 磁流变液剪切屈服应力和磁场强度的关系

Fig. 3 Relation between the shear yield stress of the magnetorheological fluid and the magnetic field strength

3 制动性能影响因素分析

磁流变液制动器制动过程的本质为多物理场(电、磁、流、热、结构等)与磁流变液材料性能之间的相互作用。磁流变液具有显著的黏温特性, 并存在诸如颗粒沉降等问题^[14-15]。在制动器机械结构设计阶段, 应优先考虑制动器中磁流变液工作区域宽度(工作间隙)、制动盘数量及其尺寸对制动性能的影响。

3.1 工作间隙宽度

磁流变液中的磁性颗粒主要沿磁感线方向形成磁链, 对与剪切方向平行的磁场影响较小, 因此, 主要研究垂直剪切方向的磁场^[16]。由图 3 可知, 磁场强度直接影响磁流变液的剪切屈服应力。对于磁流变液制动器而言, 在结构设计阶段应合理规划磁路并保证工作区域的磁场强度。

磁流变液制动器采用励磁线圈作为磁源, 励磁线圈通电后, 制动器内部会产生磁场, 磁感线最先由一侧穿过制动器的外壳, 然后依次穿过磁流变液、制动盘、固定盘等, 最后穿过制动器另一侧的外壳, 在制动器内部形成一个封闭的磁感线回路。依据安培环路定理和磁路欧姆定律可得

$$\phi = \frac{NI}{Z_{\text{total}}} \quad (10)$$

式中, ϕ 为制动器内部的磁通量; N 为线圈匝数; I 为电流; Z_{total} 为磁流变液制动器总磁阻。

磁流变液制动器初始设计阶段, 工作间隙处的磁场强度为预设期望值。由高斯定理可知, 磁流变液工作区域的期望磁通量 ϕ_E 的计算式为

$$\phi_E = B_0 S \quad (11)$$

式中, B_0 为预设磁场强度; S 为制动盘有效工作面积。

磁阻 Z 的计算式为

$$Z = \frac{x}{uS} \quad (12)$$

式中, x 为磁路长度; u 为材料的磁导率。

磁流变液工作区域磁阻 Z_{MRF} 的计算式为

$$Z_{\text{MRF}} = \frac{h}{\pi u_{\text{MRF}} (R_2^2 - R_1^2)} \quad (13)$$

式中, u_{MRF} 为磁流变液的磁导率。

结合式(7)可知, 磁流变液制动器工作间隙宽度的变化直接影响该部分的磁阻大小以及磁流变液在工作中的黏性制动力矩 M_η 。由式(10)、式(11)和式(13)可知, 不同的工作间隙 h 需要的励磁线圈匝数是不同的。

由此可见, 磁流变液工作间隙的宽度越宽, 制动器内部磁路的总磁阻 Z_{total} 越大, 表明需要更多匝数的线圈来提供更高的磁场强度。不仅如此, 线圈匝数的增加会使线圈发热量增加。反之, 工作间隙过小易使磁流变液温升过快, 并且增大了加工和装配难度^[17]。因此, 宽度合适的工作间隙尺寸对于磁流变液制动器具有重要意义。

在实际应用中, 工作间隙选取范围通常为 0.5~2 mm^[18]。对于多盘式磁流变液制动器, 通过调整制动工作间隙尺寸, 得到 0.5、1.0、1.5、2.0 mm 这 4 种不同尺寸的制动工作间隙, 在同一制动盘数量和制动盘尺寸下对制动力矩进行数值模拟。

3.2 制动盘数量

结合式(7)、式(8)可知, 本文研究的多盘式磁流变液制动器在磁场作用下的总输出制动力矩 M 可表示为

$$M = 2nM_1 = 2n(M_\eta + M_B) = \frac{\pi n \eta \omega}{h} (R_2^4 - R_1^4) + \frac{4}{3} \pi n \tau_B (R_2^3 - R_1^3) \quad (14)$$

式中, n 为制动盘的数量。

根据式(14), 对于同样尺寸的工作间隙和制动盘, 制动盘数量的增加能够显著提高磁流变液制动器的制动性能。然而, 制动盘数量的增加必然会增大制动器的轴向尺寸。目前, 传统汽车制动系统的总质量大约为 60 kg^[19], 磁流变液制动器的总质量应小于传统汽车制动系统总质量, 并且在满足制动需求的同时实现轻量化设计。本文设计的磁流变液制动器中, 制动盘、固定盘和壳体等构件的材质均为 20 钢, 密度为 7.85 g/cm³。以外圆半径 $R_2=75$ mm、内圆半径 $R_1=37$ mm 和厚度为 8 mm 的制动盘为例, 每增加一块制动盘, 制动器的总质量大约增加 0.84 kg (仅计算单个制动盘)。此外, 制动盘数量增加, 磁流变液工作间隙数量也会同比增加。

针对多盘式磁流变液制动器, 通过调整制动盘数

量, 得到 1、2、3、4 这 4 种不同制动盘数量, 在相同制动间隙和制动盘尺寸下对制动力矩进行数值模拟。

3.3 制动盘尺寸

本文所提出的多盘式磁流变液制动器的工作模式为剪切工作模式。在剪切模式下, 根据牛顿内摩擦定律, 制动力 F 为

$$F = \tau S \quad (15)$$

制动盘有效工作面积 S 的计算式为

$$S = \pi(R_2^2 - R_1^2) \quad (16)$$

最初选定的传动轴半径为 37 mm, 所对应的制动盘内圆半径 R_1 也为 37 mm, 所以, 制动盘尺寸的变化主要体现在其外圆半径 R_2 上。由式(16)可知, 内圆半径 R_1 不变时, 制动盘有效工作面积随外圆半径 R_2 的增大而增大。由式(7)~式(15)可知, 外圆半径 R_2 是磁流变液制动器设计过程中的重要指标之一, 直接影响其制动性能。

针对多盘式磁流变液制动器, 调整制动盘外圆半径, 得到 70、75、80、85 mm 这 4 种不同尺寸的制动盘外圆半径, 在相同制动间隙和制动盘数量下对制动力矩进行数值模拟。

综上所述, 工作间隙尺寸、制动盘数量和制动盘尺寸是影响制动器制动性能的主要因素。因此, 在磁流变液制动器设计过程中需要对其进行综合考虑。由图 3 可知, 磁流变液剪切屈服应力随磁场强度的变化是非线性的, 随磁场强度增加而增加, 最后趋于稳定(达到饱和磁场强度)。因此, 在后文进行的正交试验中, 将磁流变液的黏性制动力矩 M_η ($\omega=60$ rad/s)、制动器的常规制动力矩 M_n ($B=0.5$ T) 和最大制动力矩 M_{max} ($B=1$ T) 作为评估指标并进行分析。

4 正交试验设计分析

4.1 正交试验设计

参数优化设计是机械系统设计过程中的重要步骤。对于磁流变液制动器而言, 影响其制动性能的因素较多并且制作样机成本较高, 正交试验法可以通过科学地安排试验, 以较少的试验次数获得可靠结果^[20-21]。

本文以磁流变液制动器制动性能为研究对象, 通过改变制动间隙尺寸 h 、制动盘数量 n 以及制动盘外圆半径 R_2 , 获得具有不同结构参数的磁流变液制动器仿真模型; 以磁流变液的黏性制动力矩 M_η 、制动器的常规制动力矩 M_n 和最大制动力矩 M_{max} 为评价指标, 探究上述 3 个因素中影响制动性能最大的因素并获取最佳组合方式。采用正交试验法, 取 3 因素 4

水平进行制动性能探究，所以，选用 $L_{16}(4^3)$ 正交表。参数取值和试验结果分别如表3、表4所示。

表3 因素水平

Tab. 3 Factors and levels

水平编号	因素		
	h/mm	n	R_2/mm
1	0.5	1	70
2	1.0	2	75
3	1.5	3	80
4	2.0	4	85

表4 正交试验方案与仿真结果

Tab. 4 Orthogonal test schemes and simulation results

试验序号	因素水平			计算结果(评估指标)		
	h/mm	n	R_2/mm	$M_\eta/(N\cdot m)$	$M_n/(N\cdot m)$	$M_{max}/(N\cdot m)$
1	0.5	1	70	2.003	49.352	65.03
2	0.5	2	75	5.386	125.634	165.45
3	0.5	3	80	10.609	234.771	308.995
4	0.5	4	85	18.214	383.258	504.131
5	1.0	1	75	1.347	61.471	81.379
6	1.0	2	80	3.537	152.978	202.461
7	1.0	3	85	6.830	280.613	371.268
8	1.0	4	70	4.006	193.403	256.115
9	1.5	1	80	1.179	75.900	100.641
10	1.5	2	85	3.036	185.558	245.995
11	1.5	3	70	2.003	144.05	191.085
12	1.5	4	75	3.591	244.087	323.719
13	2.0	1	85	1.138	92.399	122.617
14	2.0	2	70	1.001	95.699	127.056
15	2.0	3	75	2.020	182.392	242.116
16	2.0	4	80	3.536	302.419	401.385

4.2 正交统计分析

针对表4所示的正交试验数值结果，对每个评估指标按3个因素的4个水平分别开展统计并取平均值，可得到表5所示的平均值。然后，依据每个因素4个水平的平均值进行极差分析，得到表6所示的平均值极差 R 。图4~图6分别为3个评估指标随因素水平变化的折线图，图4~图6的横坐标分别为各因素对应的水平编号。

黏性制动力矩 M_η 由磁流变液自身黏性所产生。由式(7)可知，磁流变液的黏性制动力矩数值大小取决于磁流变液的黏度、转速以及制动器的结构参数(制动盘内外圆半径和工作间隙宽度)。因此，在制动过程中无法通过改变磁场对这部分进行主动调节。由表6可知，黏性制动力矩关于 h 、 n 、 R_2 的极差大小分别为7.129、5.920、5.052 N·m；相较来说，工

作间隙宽度 h 对黏性制动力矩的影响较大。

表5 平均值分析

Tab. 5 Statistical analysis of average values 单位: N·m

平均值	影响因素			
	h	n	R_2	
$K_1(M_\eta)$	$K_1(M_\eta)$	9.053	1.417	2.253
	$K_1(M_n)$	198.254	69.781	120.626
	$K_1(M_{max})$	260.902	92.417	159.822
$K_2(M_\eta)$	$K_2(M_\eta)$	3.930	3.240	3.086
	$K_2(M_n)$	172.116	139.967	153.396
	$K_2(M_{max})$	227.806	185.241	203.166
$K_3(M_\eta)$	$K_3(M_\eta)$	2.424	5.366	4.715
	$K_3(M_n)$	162.399	210.457	191.517
	$K_3(M_{max})$	215.360	278.366	253.371
$K_4(M_\eta)$	$K_4(M_\eta)$	1.924	7.337	7.305
	$K_4(M_n)$	168.227	280.792	235.457
	$K_4(M_{max})$	223.294	371.338	311.003

表6 极差 R 分析

Tab. 6 Analysis of the range R 单位: N·m

影响因素	参数		
	$R(M_\eta)$	$R(M_n)$	$R(M_{max})$
h	7.129	35.855	45.542
n	5.920	211.011	278.921
R_2	5.052	114.831	151.181

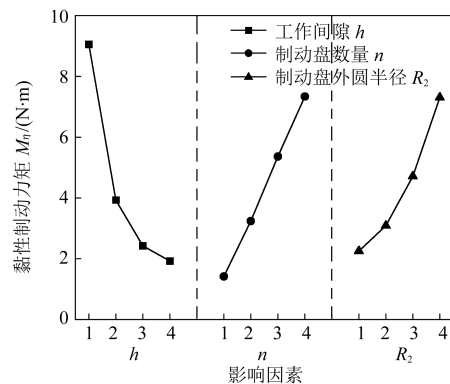


图4 黏性制动力矩随各因素水平变化图
Fig. 4 Variation diagrams of the viscous braking torque with levels of various factors

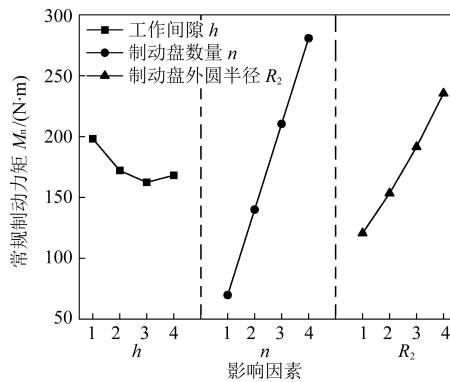


图5 常规制动力矩随各因素水平变化图
Fig. 5 Variation diagrams of the normal braking torque with levels of various factors

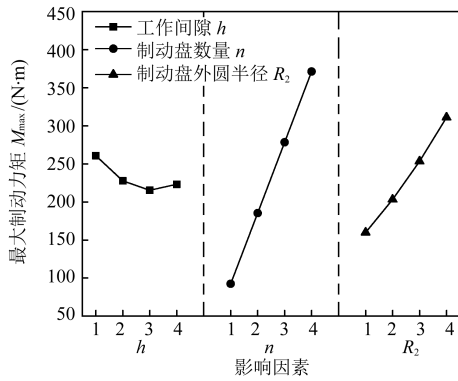


图6 最大制动力矩随各因素水平变化图

Fig. 6 Variation diagrams of the maximum braking torque with levels of various factors

由图4可知, 磁流变液的黏性制动力矩随着工作间隙宽度 h 的增大而减小; 而制动盘数量 n 和制动盘外圆半径 R_2 的影响正好相反, 磁流变液的黏性制动力矩与制动盘数量和制动盘外圆半径成正比相关。

图5和图6分别为常规制动力矩 M_n ($B=0.5\text{ T}$) 和最大制动力矩 M_{max} ($B=1\text{ T}$) 随各因素水平的变化趋势。显然, 这两项评估指标变化趋势是相似的, 两者的主要区别在于磁场强度不同, 所以, 相同条件下在数值上存在差异。

由表4可知, 在同一磁流变液制动器结构尺寸下, 磁流变液的黏性制动力矩 M_n 在数值上只占总输出制动力矩 M 中很小一部分。对于磁场作用下磁流变液制动器产生的制动力矩, 各因素的主次顺序为 n 第1, R_2 次之, h 最后。由此可知, 增加制动盘数量对于提高磁流变液制动器制动性能是最有效的手段, 其次是增加制动盘外圆半径及增大制动盘的有效工作面积。此外, 制动盘数量对制动力矩的影响约是制动盘外圆半径的2倍, 约是工作间隙宽度的6倍。结合图6可知, 随着 n 因素水平的提高, 最大制动力矩的增加尤为明显, $n=4$ 时的最大制动力矩约是 $n=1$ 时的4倍。

综上所述, n 因素水平的提高能够使磁流变液制动器的输出制动力矩大幅度上升, 有利于提高其制动性能, 并使其获得更大的可控制动力矩范围。相同条件下, 磁致最大制动力矩是黏性制动力矩的数十倍。因此, 在制动过程中, 仅通过改变磁场大小便可实现对输出制动力矩的无级调控。对于本文所研究的磁流变液制动器, 采用表4中第12组试验中的 $h3n4R_2$ 组合便可满足理论输出制动力矩为 $234.72\text{ N}\cdot\text{m}$ 的要求, 其常规制动力矩为 $244.087\text{ N}\cdot\text{m}$, 约为黏性制动力矩的68倍。该组合下磁流变液制动器输出制动力矩随磁场强度的变化如图7所示。

由图7可知, 当磁流变液工作区域磁场强度达到 0.48 T 时, 制动器的输出制动力矩就已经达到理论

输出制动力矩, 满足设计需求。另外, 磁场强度为 1 T 时, 该制动器的最大制动力矩约为 $320.09\text{ N}\cdot\text{m}$, 在满足设计需求的同时可使其具有较大的制动力矩调节范围。

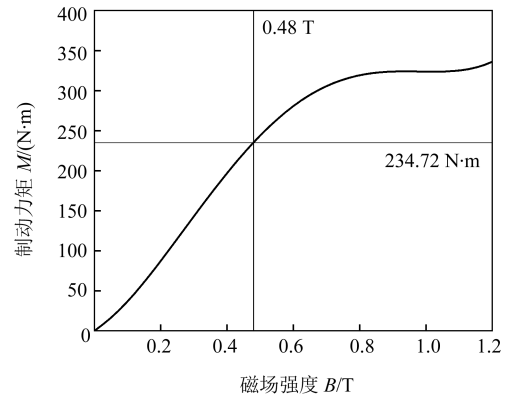


图7 输出制动力矩与磁场强度关系

Fig. 7 Relation between the output braking torque and the magnetic field strength

5 验证试验

第4节中已经得出磁流变液制动器最优结构参数, 即制动间隙尺寸 h 为 1.5 mm , 制动盘内外圆半径 R_1 、 R_2 分别为 37 、 75 mm , 制动盘数量 n 为 4 。利用关键结构参数, 建立磁流变液制动器电磁场仿真模型, 图8所示为输入电流为 3 A 时的电磁场仿真结果。

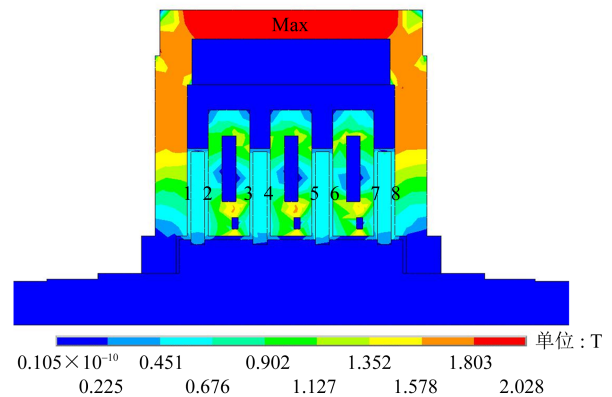


图8 磁流变液制动器的磁场仿真结果

Fig. 8 Electromagnetic field simulation results of the MRB

由图8可知, 制动间隙处磁感应强度保持在 0.56 T 。根据式(8)、式(9)得出, 该条件下制动器的理论输出制动力矩为 $263.86\text{ N}\cdot\text{m}$, 达到设计需求。

以此为基础, 搭建磁流变液制动器实物样机并对其输出特性展开试验研究。出于安全考虑, 设定制动初速度为 60 km/h , 线圈输入电流分别为 0.3 、 0.9 、 1.5 、 2.1 A 。表7所示为试验过程中磁流变液制动器的最大输出制动力矩。线圈输入电流为 2.1 A 时, 制动器的最大输出制动力矩已经达到 $240.3\text{ N}\cdot\text{m}$, 大于第2.1节中的目标制动力矩。对于本文中的磁流变液制动器关键结构参数, 采用表4中 $h3n4R_2$ 组合

即可满足制动需求。

表7 磁流变液制动器的最大输出制动力矩

Tab. 7 Maximum output braking torque of the MRB

序号	线圈电流 I/A	$M_{\max}/(N \cdot m)$
1	0.3	46.5
2	0.9	132.1
3	1.5	206.7
4	2.1	240.3

6 结论

采用 Matlab/Simulink 软件, 针对磁流变液制动器, 就磁流变液作为工作介质的制动过程进行了仿真分析; 就工作间隙、制动盘数量和制动盘尺寸对制动性能的影响进行了分析和讨论, 得到以下结论:

1) 零场条件下, 磁流变液的黏性制动力矩主要受制动间隙尺寸影响; 施加磁场后, 制动盘数量是影响磁流变液制动器制动性能的主要因素, 制动盘外圆半径次之。

2) 磁流变液制动器制动性能受多重因素影响。本文中目标制动力矩为 $234.72 N \cdot m$, 采用 $h3n4R_2$ 结构参数组合即可满足要求。基于该组参数搭建了制动器实物样机; 输入电流为 $2.1 A$ 时, 其最大输出制动力矩可达 $240.3 N \cdot m$ 。

3) 相同条件下, 黏性制动力矩影响较小。因此, 输出制动力矩在可控范围内的无级调节仅通过磁场强度的改变即可实现。

参 考 文 献

- [1] GONG M D. Full power hydraulic brake system based on double pipelines for heavy vehicles [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011, 24(5): 790.
- [2] 张奇祥, 王金湘, 张伊晗, 等. 智能电动汽车线控制动关键技术与研究进展 [J]. 机械工程学报, 2024, 60(10): 339-365.
ZHANG Qixiang, WANG Jinxiang, ZHANG Yihan, et al. Key technologies and research progress of brake-by-wire system for intelligent electric vehicles [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024, 60(10): 339-365.
- [3] YU L Y, MA L X, SONG J, et al. Magnetorheological and wedge mechanism-based brake-by-wire system with self-energizing and self-powered capability by brake energy harvesting [J]. ASME Transactions on Mechatronics, 2016, 21(5): 2568-2580.
- [4] 倪晋尚. 电动汽车磁流变液制动器优化及制动特性研究 [J]. 机械传动, 2018, 42(10): 29-34.
NI Jinshang. Research of optimization and braking characteristic of magneto-rheological fluid brake for electric vehicle [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 42(10): 29-34.
- [5] WANG N N, LIU X H, KRÓLCZYK G, et al. Effect of temperature on the transmission characteristics of high-torque magnetorheological brakes [J]. Smart Materials and Structures, 2019, 28(5): 057002.
- [6] 巩杭, 胡光晖, 胡荣丽. 形状记忆合金与磁流变液交替传动性能研究 [J]. 机械传动, 2023, 47(3): 15-21.
GONG Hang, HU Guanghui, HU Rongli. Study of alternating transmission performance of shape memory alloy and magneto-rheological fluid [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(3): 15-21.
- [7] CHEN W J, XIONG Y, SHU R Z, et al. Analysis and experimentation of an adjustable gap magnetorheological brake controlled by electrothermal shape memory alloy spring [J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2022, 44(8): 358.
- [8] 陈松, 蔡天伍, 黄金, 等. 考虑偏心挤压的磁流变制动器制动性能分析与优化 [J]. 机械传动, 2022, 46(6): 95-101.
CHEN Song, CAI Tianwu, HUANG Jin, et al. Research and optimization on performance of magnetorheological brake in consideration of eccentricity compression [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2022, 46(6): 95-101.
- [9] CAO Z Q, YANG X L, ZHU X Y, et al. Optimal design and experimental study of comb-type disc magnetorheological brake [J]. Measurement, 2024, 229: 114458.
- [10] KARAKOC K, PARK E J, SULEMAN A. Design considerations for an automotive magnetorheological brake [J]. Mechatronics, 2008, 18(8): 434-447.
- [11] ACHARYA S, SAINI T R S, SUNDARAM V, et al. Selection of optimal composition of MR fluid for a brake designed using MO-GA optimization coupled with magnetic FEA analysis [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2021, 32(16): 1831-1854.
- [12] 姚兰. 汽车多盘式磁流变制动器设计、分析与试验研究 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2019: 9-10.
YAO Lan. Design, analysis and experimental study of multi-disk magnetorheological brake for vehicles [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2019: 9-10.
- [13] 全国汽车标准化技术委员会. 乘用车行车制动器性能要求及台架试验方法: QC/T 564—2018 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2018: 1-6.
National Technical Committee of Auto Standardization. Performance requirements and test methods for passenger car service brake: QC/T 564—2018 [S]. Beijing: China Planning Press, 2018: 1-6.
- [14] YANG G X, PAN J B, WANG D M. A review on the magnetorheological materials and applications [J]. International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics, 2024, 75(4): 407-443.
- [15] WANG N, CHU C K, CAO Y B, et al. Research on braking torque model of magneto-rheological brake based on temperature effect [J]. Smart Materials and Structures, 2024, 33(5): 055024.
- [16] KORDONSKY V I, SHULMAN Z P, GORODKIN S R, et al. Physical properties of magnetizable structure-reversible media [J]. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 1990, 85(1/2/3): 114-120.
- [17] 王道明, 孟庆睿, 侯友夫, 等. 传动装置磁流变液瞬态温度场研究 [J]. 农业机械学报, 2013, 44(4): 287-292.
WANG Daoming, MENG Qingrui, HOU Youfu, et al. Transient temperature field of magneto-rheological fluid in transmission device [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Ma-

- chinery, 2013, 44(4):287-292.
- [18] GUO H T, LIAO W H. A novel multifunctional rotary actuator with magnetorheological fluid[J]. Smart Material and Structures, 2012, 21(6):065012.
- [19] SHAMIEH H, SEDAGHATI R. Multi-objective design optimization and control of magnetorheological fluid brakes for automotive applications [J]. Smart Materials and Structures, 2017, 26(12): 125012.
- [20] 李辉, 徐宏海, 吴凯. 基于正交试验法的RV减速器传动误差分析[J]. 机械传动, 2017, 41(2):71-76.
- LI Hui, XU Honghai, WU Kai. Analysis of transmission error of RV reducer based on orthogonal experiment [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(2):71-76.
- [21] 陆畅, 陈奇, 侯庆伟, 等. 基于正交试验法的齿轮油气润滑参数优化探究[J]. 机械传动, 2022, 46(8):172-176.
- LU Chang, CHEN Qi, HOU Qingwei, et al. Optimization study of gear oil-air lubrication parameters based on orthogonal test method [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2022, 46(8):172-176.

Design and analysis of magnetorheological fluid brakes based on orthogonal test methods

YANG Guangxin WANG Fei ZHOU Long WANG Daoming

(School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract: [Objective] Aiming at the structural parameter optimization demand of magnetorheological fluid (MRF) brakes for electric vehicles, the influence law of key structural parameters on braking performance was clarified, and the optimal parameter combination was obtained to provide support for its design and engineering application. [Methods] Firstly, based on the analysis of factors affecting braking performance, three key factors including brake gap width (h), number of brake disks (n) and outer radius of brake disks (R_2) were selected. Secondly, with viscous braking torque, normal braking torque and maximum braking torque as evaluation indexes, an $L_{16}(4^3)$ orthogonal test was designed. Then, numerical simulation and range analysis were carried out using Matlab/Simulink software. Finally, a prototype was fabricated and test verification was completed. [Results] Test results show that, in the absence of a magnetic field, the viscous braking torque is mainly affected by the brake gap width; after applying a magnetic field, the number of brake disks is the primary influencing factor, followed by the outer radius of the brake disks. Under the optimal parameter combination ($h=1.5$ mm, $n=4$, $R_2=75$ mm), the normal braking torque is about 68 times the viscous braking torque, and the maximum output braking torque reaches 240.3 N·m when the input current is 2.1 A. Stepless regulation of braking torque could be achieved by adjusting the magnetic field strength.

Key words: Magnetorheological fluid; Brake; Braking performance; Orthogonal test; Numerical simulation

(编辑: 李凯阳)

(上接第31页)

Research on brake pedal feeling simulator based on magnetorheological dampers

ZHU Yi SONG Hui CHEN Qi WANG Liangjian HUANG De FANG Boyi

(School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract: [Objective] To solve the problem of no direct mechanical or hydraulic connection between the brake actuator and the brake pedal in an electronic mechanical braking system, leading to no feedback of road feel, a brake pedal feeling simulator was proposed based on magnetorheological dampers. [Methods] Ansys/Maxwell and Matlab/Simulink were used as the platform. The structural design of the sinking brake pedal feeling simulator, the structural design of magnetorheological damper, magnetic circuit analysis and electromagnetic simulation were carried out respectively, and the simulation analysis of traditional proportional-integral-derivative (PID) and fuzzy adaptive PID control under different working conditions of the whole system was compared. [Results] The simulation results show that the brake pedal feeling simulator can track the characteristic curve of the traditional pedal well under different working conditions and has wide applicability. Compared with the traditional PID control effect, the fuzzy adaptive PID control has higher control precision and smaller control error, and has good application prospects.

Key words: Brake-by-wire; Magnetorheological damper; Fuzzy adaptive PID; Pedal feeling simulator

(编辑: 刘甲)