

doi:10.11835/j.issn.1000.582X.2024.08.003

# 多盘连续可变工作间隙磁流变制动器仿真与验证

李东恒<sup>1a,1b,2</sup>, 王娜<sup>3</sup>, Saiful Anuar Abu Bakar<sup>1a,1b</sup>, 宋万里<sup>3</sup>

(1. 马来西亚理工大学 a. 汽车发展中心; b. 机械工程学院, 马来西亚 新山 81310; 2. 柳州职业技术大学机电工程学院, 广西 柳州 545006; 3. 东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110819)

**摘要:**为提高磁流变制动器制动能效,提出一种多盘连续可变磁流变液工作间隙结构的磁流变制动器。在 ANSYS workbench 环境下完成不同电流、间隙状态下的三维静态磁场仿真,对磁场沿工作间隙分布状况进行分析,通过试验台架对制动器性能进行测试。结果表明,磁流变液工作区域磁矢量分布相对均匀,无明显积聚现象,磁路设计合理。理论与实验结果变化趋势基本吻合,但在电流较大时,两者之间误差呈逐渐增大趋势。制动力矩在 0~2.5 A 电流变化区间增速较快,而在 2.5~4.0 A 区间明显放缓,最大力矩达到 146.4 N·m,较间隙未改变状态增加 25.80%。设计的制动器 TVR 值达到 48.81 kN·m/m<sup>3</sup>,较传统磁流变制动器结构更紧凑,力矩调节范围更广,设计思路及实验结论对磁流变制动器结构的进一步研究具有借鉴意义。

**关键词:**磁流变液;楔形工作间隙;连续可变;制动性能

中图分类号:U463.51

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2024)08-026-13

## Simulation and verification of multi-disc continuous variable working gap magneto-rheological brake

LI Dongheng<sup>1a,1b,2</sup>, WANG Na<sup>3</sup>, Saiful Anuar Abu Bakar<sup>1a,1b</sup>, SONG Wanli<sup>3</sup>

(1a. Automotive Development Center; 1b. Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia, Johor Bahru 81310, Malaysia; 2. School of Mechanical Engineering, Liuzhou Polytechnic University, Liuzhou, Guangxi 545006, P. R. China; 3. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, P. R. China)

**Abstract:** This work proposes an innovative magnetorheological fluid (MR) brake design with a multi-disc structure and adjustable MR fluid working gap to enhance braking efficiency. Simulations of the three-dimensional static magnetic field, varying by electrical current and gap state, were carried out in ANSYS Workbench. Magnetic field distribution across the working gaps was analyzed and brake performance evaluation was complemented by test bench. Results indicate a relatively uniform magnetic vector distribution within the MR fluid working area, suggesting a well-conceived magnetic circuit design. While theoretical and experimental results generally align, discrepancies widen at higher currents. Braking torque surges from 0 A to 2.5 A, and then moderates from 2.5 A to 4.0 A, peaking at 146.4 N·m, which is a 25.80% increase over the non-gap change

收稿日期:2024-03-02

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52005085)。

Supported by National Natural Science Foundation of China(52005085).

作者简介:李东恒(1992—),男,博士研究生,主要从事智能结构及控制系统研究,(E-mail)lidongheng@graduate.utm.my。

通信作者:王娜,女,副教授,(E-mail) wangn@me.neu.edu.cn。

condition. Achieving a torque-to-volume ratio (TVR) of  $48.81 \text{ kN}\cdot\text{m}/\text{m}^3$ , the designed brake surpasses traditional MR brakes in compactness and torque adjustability. This design methodology and experimental findings offer valuable insights for advancing MR brake structural research.

**Keywords:** magnetorheological fluid; wedge-shaped working gap; continuous variable; braking performance

磁流变液是一种智能材料,其流变特性在磁场作用下展现出快速、可控和可逆的特性。目前,磁流变液已广泛应用于各种领域,如阀门、阻尼器、离合器、制动器等<sup>[1-6]</sup>。磁流变制动器通过调整线圈中的电流,能够平稳、快速、可逆地调节制动扭矩。相较于传统制动器,磁流变制动器具有结构紧凑、运行稳定、能耗低和智能可控等优势。这些特性更适用于自动驾驶技术集成,为车辆提供高效可控的制动系统,从而提升自动驾驶的安全性和可靠性。

为加速磁流变制动器商业化进程,研究人员一直致力于尝试各种手段改善磁流变制动器的制动性能,例如,优化磁路、改善线圈设计、增大磁流变液有效工作面积等<sup>[7-10]</sup>。Kikuchi等<sup>[11]</sup>通过仿真和实验对比  $100 \mu\text{m}$  和  $50 \mu\text{m}$  2种规格工作间隙的磁流变制动器,发现  $50 \mu\text{m}$  工作间隙情况下制动力矩提高 20%,证明磁流变液工作间隙是影响制动器性能的重要因素。但由于  $50 \mu\text{m}$  间隙下磁流变液未能充分填充,导致仿真和实验结果误差较大。Wellborn等<sup>[12]</sup>设计并测试一种工作间隙仅为  $0.1 \text{ mm}$  的小型磁流变制动器,其力矩质量比达到了  $6.79 \text{ N}\cdot\text{mm}/\text{g}$ 。Wu等<sup>[13]</sup>设计一种具有 4层工作间隙的多极多层磁流变制动器,最终制动力矩达到  $106 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。Nguyen等<sup>[14]</sup>设计一种锯齿形工作间隙的盘式制动器,通过多目标优化算法将制动力矩提升到  $20.2 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。王西等<sup>[15]</sup>设计了一种圆锥式磁流变工作间隙,证明在相同参数下圆锥式磁流变传动较圆盘式结构能传递更大的转矩。过小的工作间隙可能会带来磁流变液难以充盈、零场黏度增加等问题,部分学者对可变工作间隙进行研究。Song等<sup>[16]</sup>设计并测试一种工作间隙可变的单盘式磁流变制动器,发现  $0.25 \text{ mm}$  工作间隙下制动力矩较  $1 \text{ mm}$  时提升 1倍。Chen等<sup>[17]</sup>设计了一种利用形状记忆合金弹簧调节磁流变液工作间隙的盘式磁流变制动器,更能补偿由温升或长期使用等因素引起的扭矩损失,降低能耗。Hu等<sup>[18]</sup>设计了间隙可变的磁流变阻尼器,进一步验证了可变工作间隙结构能够有效提高磁流变器件动态性能。

多盘片结构是提高磁流变制动器制动性能便捷的方式之一,是磁流变制动器设计主流。若能结合多盘片和可变间隙 2种设计优点,突破磁流变制动器设计“瓶颈”,可为未来磁流变制动器设计提供新的思路。目前,关于此类磁流变制动器相关研究较少。文中引入楔形盘片,设计一种多盘连续可变工作间隙磁流变制动器,通过静盘片托架的径向移动实现多盘片工作间隙的连续调节;再建立该结构制动力矩模型,对制动器在不同工作间隙、不同电流下的静态电磁场进行有限元分析;最后,基于设计参数制造样机和试验台架,并进行实验分析。

## 1 多盘可变间隙磁流变制动器结构与工作原理

多盘可变间隙磁流变制动器结构如图 1所示,主要由以下 4部分构成:1)制动器外壳体模块:包含左右端盖、轴承端盖、轴承座、外圈和隔磁环等部件,共同构成制动器的外部结构;2)制动发生模块:包括轴、1组矩形截面制动盘、4组楔形截面的动盘片,以及 4组分离式楔形截面的静盘片、磁流变液和隔环等,其中,动盘片通过铝合金隔环及对称布置的平键固定在不锈钢轴上随轴一起转动,而静盘片则通过铝合金静盘隔环及不锈钢子母螺丝固定在静盘片托架上,可沿着对称固定在隔磁环的不锈钢导向块上下运动;3)间隙连续可变机构:主要由铝合金静盘片托架、导向块、扭杆和钢丝等组成,这些部件协同工作以实现制动盘片间隙的连续可调;4)其他附件:包括高温骨架油封、O形密封圈、螺丝、键、温度传感器等,选用圆锥滚子轴承减少因楔形盘面设计可能引起的轴向运动。此外,左右壳体上设有注液孔,使磁流变液能够注入由隔磁环和左右端盖组成的密闭空腔内,形成完整的制动系统。

在制动器非工作状态下,励磁线圈未加载电流,磁流变液维持液态,制动器内部磁场强度为 0,磁流变液中的铁粉颗粒未形成链状结构。此时,制动力主要来源于磁流变液自身的黏性、轴承以及密封结构的摩擦效

应。随着励磁线圈加载电流,磁流变液中的铁粉颗粒在磁场的作用下开始沿磁场方向形成链状结构。使得制动器能够利用磁流变液的剪切屈服应力实现有效制动。通过精细调控电流强度和磁流变液工作间隙尺寸,可实现精确调控制动器制动力矩。

工作间隙的调节原理如图2所示。使用1.5 mm线径的钢丝将对称布置的静盘片托架和扭杆相连,并用一字机米螺丝将钢丝与静盘片托架锁紧,钢丝与托架穿孔接触部分采用不锈钢保护套进行保护。静盘片托架之间有蓝色矩形弹簧,用于确保托架复位及制动过程中降低震颤。在矩形弹簧中心使用不锈钢螺纹导销,确保矩形弹簧在伸缩过程中不会出现弯折。左右对称布置的扭杆可以顺时针或逆时针旋转,随着钢丝缠绕在扭杆上,静盘片托架被钢丝拉动沿着导向块相向或背向运动,静盘片也随之运动。在此过程中,楔形截面动静盘片之间的磁流变液工作间隙逐渐减小或增大。静盘片托架位移变化范围为0~3.5 mm,相应的楔形盘面工作间隙变化范围为0.75~0.25 mm,直面盘面间隙为固定间隙0.5 mm。磁流变液工作间隙可以通过棘轮和棘轮支持块进行手动调节,也可以通过外接伺服电机进行电动调节。

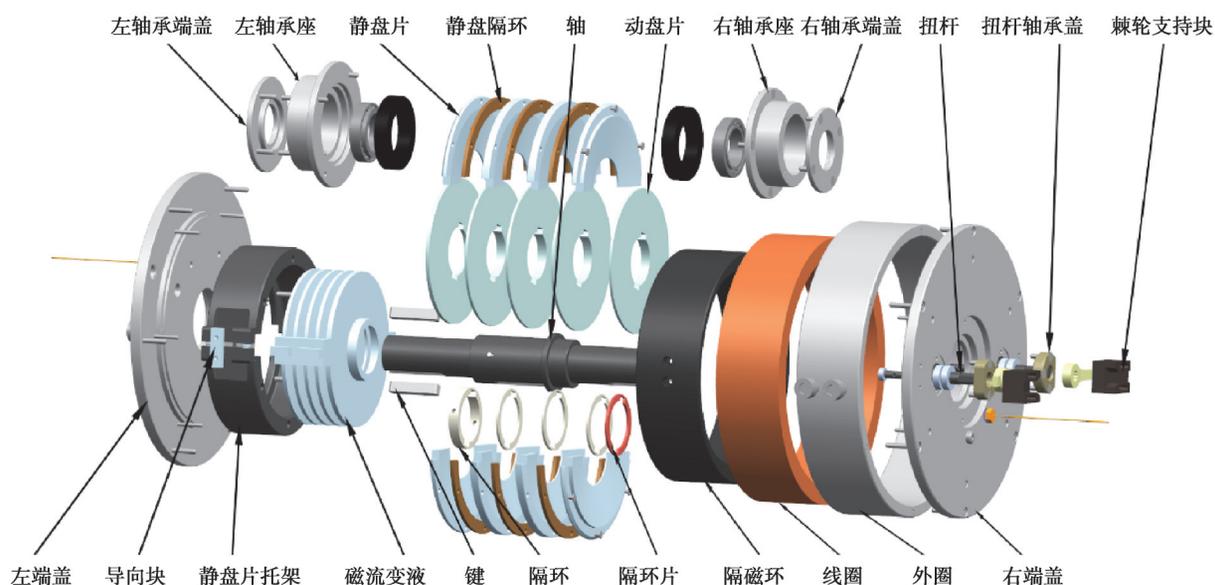


图1 制动器三维爆炸图

Fig. 1 Exploded view of the proposed MR brake

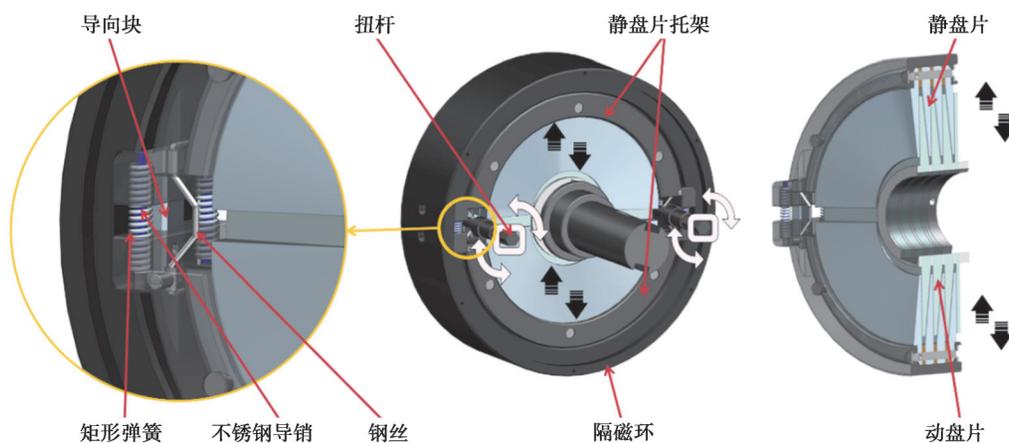


图2 制动器工作间隙调节原理图

Fig. 2 Schematic diagram of brake working gap adjustment

## 2 制动器转矩计算分析方法

制动器有 2 种结构形态,图 3 为磁流变制动器静盘片托架位移结构模型。用  $w$  表示静盘片托架的径向位移,其变化范围为 0~3.5 mm。当  $w$  不等于 3.5 时,由于楔形结构本身的特性,制动器为非完全对称结构,对于楔形面盘片而言,盘片周不同角度的磁流变液工作间隙并不相同。随着支架向下移动,上下静态盘逐渐结合,当  $w$  增加到 3.5 时,锥形工作间隙达到最小值(0.25 mm),上下分离的静盘片形成对称的旋转结构。此时,静态盘和动态盘之间的锥形工作间隙保持一致,磁流变液充盈在锥形工作间隙和环形工作间隙中,制动器可以视为回转对称结构,产生最大制动力矩,结构如图 4 所示。

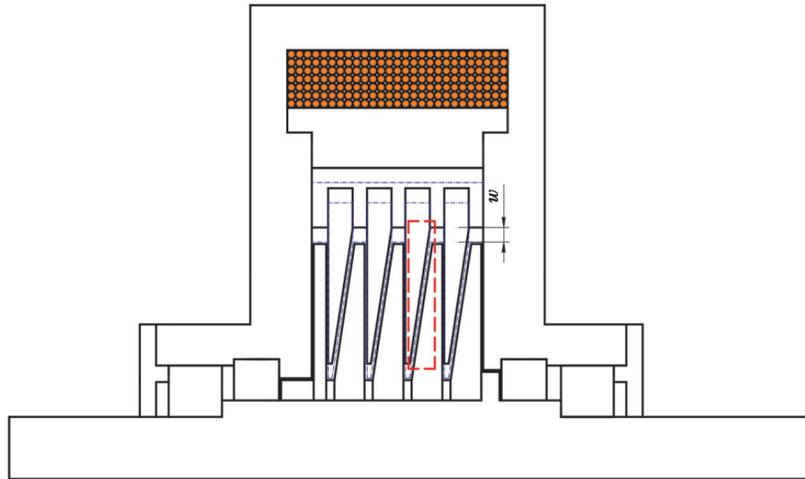


图 3 制动器静盘片托架位移示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the displacement of the brake's static disc bracket

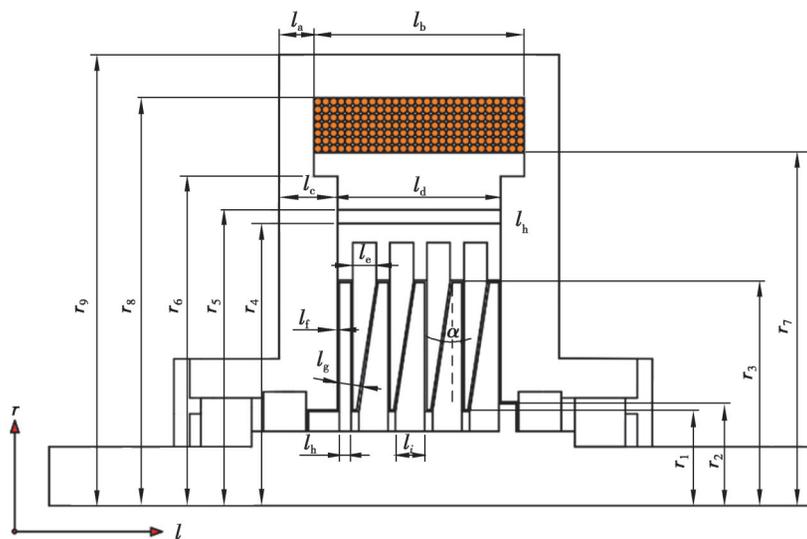


图 4 制动器结构图

Fig. 4 Structural diagram of the proposed brake

分别选取楔形和直形表面上的微元面积进行计算

$$ds_i = \frac{2\pi r dr}{\cos \alpha}, \tag{1}$$

$$ds_a = 2\pi r dr, \tag{2}$$

式中,  $\alpha$  是锥面的角度。

根据 Bingham 模型,磁流变液的剪切屈服应力描述为

$$\tau = \tau_B + \eta \frac{r\omega}{h}, \quad (3)$$

式中: $h$ 是磁流变液的厚度; $\omega$ 是角速度; $\tau_B$ 是磁流变液产生的剪切屈服应力; $\eta$ 是磁流变液的零场黏度。

该制动器共有4组楔形工作间隙以及6组直形磁流变液工作间隙,除最右侧直形磁流变液工作间隙外,其他工作间隙内外径尺寸相同。4组楔形工作间隙下产生的制动力矩为

$$T_t = 4 \int_{r_1}^{r_3} dT_t = \frac{8\pi\tau_B(r_3^3 - r_1^3)}{3\cos\alpha} + \frac{2\pi\eta\omega(r_3^4 - r_1^4)}{l_g \cos\alpha}, \quad (4)$$

式中: $l_g$ 是楔形磁流变液工作间隙的厚度; $r_3$ 和 $r_1$ 分别为工作间隙的内径和外径。

磁流变液在左侧5组和最后1组直形工作间隙下产生的制动力矩可以表示为

$$T_{a1} = 5 \int_{r_1}^{r_3} dT_a = \frac{10\pi\tau_B(r_3^3 - r_1^3)}{3} + \frac{5\pi\eta\omega(r_3^4 - r_1^4)}{2l_f}, \quad (5)$$

$$T_{ar} = \int_{r_2}^{r_3} dT_a = \frac{2\pi\tau_B(r_3^3 - r_2^3)}{3} + \frac{\pi\eta\omega(r_3^4 - r_2^4)}{2l_f}, \quad (6)$$

式中: $l_f$ 是直形磁流变液工作间隙的厚度; $r_2$ 为最右侧直形工作间隙的内径。

文中使用的高温骨架油封产生的摩擦力可以由经验公式表示为

$$T_s = 0.65(2R_s)^2 \omega^{\frac{1}{3}}, \quad (7)$$

式中: $T_s$ 是摩擦扭矩; $R_s$ 是密封处轴直径。

制动器中使用的圆锥滚子轴承摩擦产生的扭矩估算为

$$T_{br} = \mu_{br} \frac{Pd_{br}}{2}, \quad (8)$$

式中: $\mu_{br}$ 是滚锥轴承的摩擦系数,约为0.0018; $P$ 是轴承上的等效载荷; $d_{br}$ 是轴承的直径。

文中选用陕西旭立恒新材料有限公司提供的MR305型中密度磁流变液,屈服应力拟合后表示为

$$\tau_B = \frac{1}{j_1 + j_2 \ln B + \frac{j_3}{B}}, \quad (9)$$

式中: $j_1$ 、 $j_2$ 、 $j_3$ 为计算因子,分别设置为-0.038133、0.042203和0.051755。

综上所述,磁流变液制动器最大制动力矩为楔形和直形工作间隙产生的力矩、轴承以及骨架油封摩擦产生的扭矩的线性叠加,可以计算为

$$T_b = T_t + T_{a1} + T_{ar} + 2T_{br} + 2T_s. \quad (10)$$

### 3 磁场有限元仿真分析

因为该制动器的非对称结构特性,传统的二维静态磁场有限元分析无法准确解析电磁场行为,需要进行整体三维电磁场分析。考虑到三维静态磁场分析的复杂性及其对仿真效率的影响,文中对制动器中的一些次要特征进行了简化处理,包括移除了螺钉和螺母,去除结构中对电磁场仿真影响较小的螺纹、部分倒角、圆角以及孔,省略截面较小的O形密封圈,对骨架油封、轴承等细小零件较多的标准件进行简化处理,以减少不必要的细节,提高计算效率。再将简化后的模型导入ANSYS workbench中进行仿真。其中,隔磁环、隔环、动静盘片托架等非磁性材料选择铝合金,线圈材料选择铜,主要壳体材料选择Q235,动盘片和静盘片材料选择20#钢,导向块、轴等材料选择不锈钢,励磁线圈的匝数设置为480匝。制动器主要参数如表1所示。

表 1 制动器参数表  
Table 1 Parameters of the proposed MR brake

名称	尺寸/mm	名称	尺寸/mm
$l_a$	9	$l_b$	3
$l_b$	54	$l_i$	7.5
$r_9$	115	$r_7$	90
$r_8$	104	$r_3$	57
$r_6$	84	$r_2$	26.5
$r_5$	75.5	$r_1$	24.5
$r_4$	72	$\alpha$	9°
$l_c$	15	$l_g$	0.25~0.75
$l_d$	42	$l_e$	6
$l_f$	0.5		

考虑到非线性三维静态磁场求解的复杂性,在仿真过程中,忽略制动器与外部环境之间的漏磁问题;假定,各部件之间没有空气间隙,确保磁场完全被限制在仿真模型内部。图 5 表示托架位移  $w$  为 0、电流为 0.5 A 状态下,制动器的磁感线分布图,磁矢量通过外壳穿过各层制动盘和磁流变液。仿真分析表明,超过 90% 的磁矢量被严格限制在闭合导磁回路中,漏磁现象较少。在磁流变液工作间隙,磁矢量分布相对均匀,没有明显积聚现象,无论是楔形盘面还是直形盘面,磁矢量基本都垂直穿过磁流变液的工作间隙,进一步证实材料选择和磁路设计的合理性。

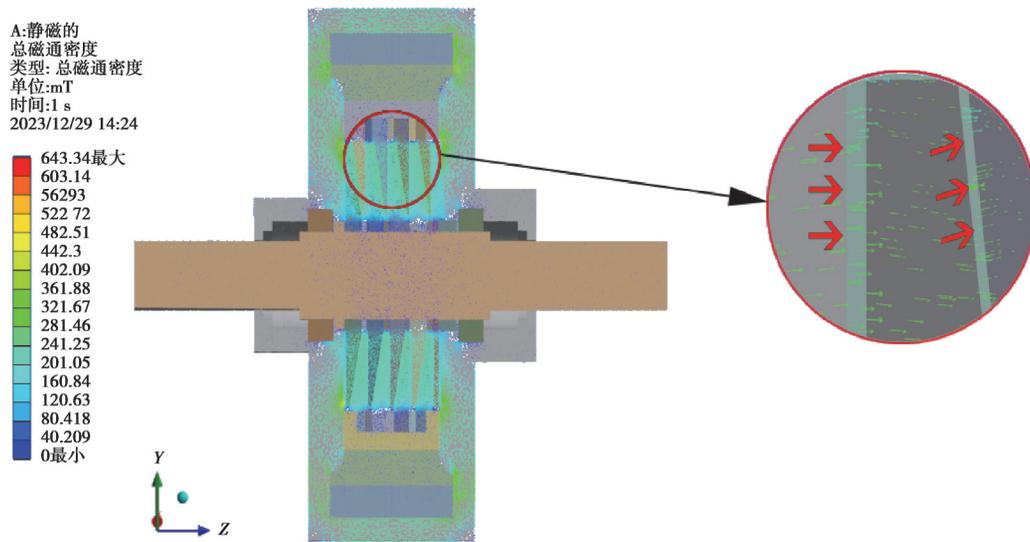


图 5 制动器磁矢量分布图

Fig. 5 Magnetic vector distribution of the proposed brake

通过调整静盘片托架的位置,文中对 8 个不同的模型进行了相似的简化处理、拓扑结构优化、网格划分以及激励条件的施加。在 2.0 A 的励磁电流条件下,随着静盘片托架位移从 0~3.5 mm 的调整,磁流变制动器的磁感应强度分布如图 6 所示。从整体上看,磁感应强度的峰值出现在左右端盖靠近线圈的位置。在轴、线圈和隔磁环等非磁性材料的位置,磁感应强度几乎为零,表明这些非磁性材料对磁力线起到了有效限制和包络作用。此外,各盘片之间的磁场分布相当均匀,并未出现明显的磁场突变。值得注意的是,动盘片外径边缘的磁流变液呈现出磁感应云图的“渐变色”,即磁通密度分散状,呈现出了明显的边缘磁通现象。

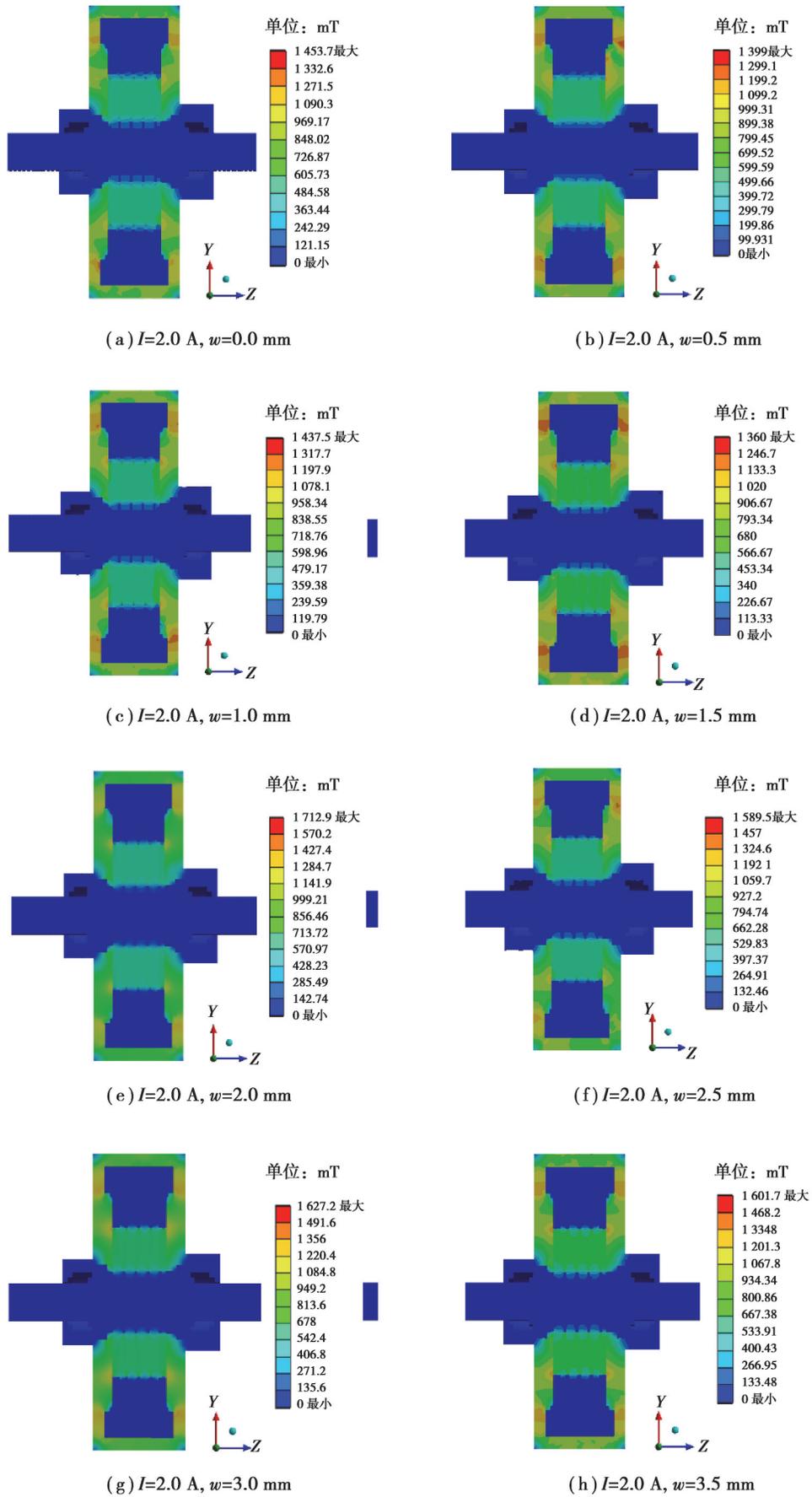


图 6 磁感应强度图

Fig. 6 Magnetic flux density of the proposed MR brake

靠近隔磁环区域及不锈钢轴的磁流变液处的磁场强度相对较低,与盘片中心区域的磁流变液形成鲜明对比。这主要是由于轴作为非导磁材料,导致轴端面之间的圆柱面区域没有磁感线通过。同时,靠近隔磁环区域的磁流变液间隙较大,导致穿过该区域的磁感线相对较少。随着静盘片托架位移的逐渐增大,在励磁电流保持不变的情况下,磁流变液工作区域的磁场呈现出明显的增长趋势,平均磁场强度从 0.449 57 T 增加到 0.574 67 T,增幅为 23.83%。这一结果也证明减小磁流变液工作间隙可以提高多盘片情况下磁流变液工作间隙处的磁场强度。

为进一步分析多盘片情况下,磁场随磁流变液工作间隙和电流变化的分布规律,文中以 0、1.5、2.5、3.5 mm 4 种不同静盘片托架位移状态(对应楔形面最大磁流变液工作间隙分别为 0.75、0.53、0.39、0.25 mm)为对象,分别对 0.5~4.0 A 励磁电流下制动器电磁场进行仿真实验。以图 3 中红框处呈现的 2 个工作间隙为例,取静盘片中心位置处的磁场进行分析(楔形面工作间隙最大位置),磁感应强度沿直面和楔形面工作间隙径向分布曲线分别如图 7 和图 8 所示。

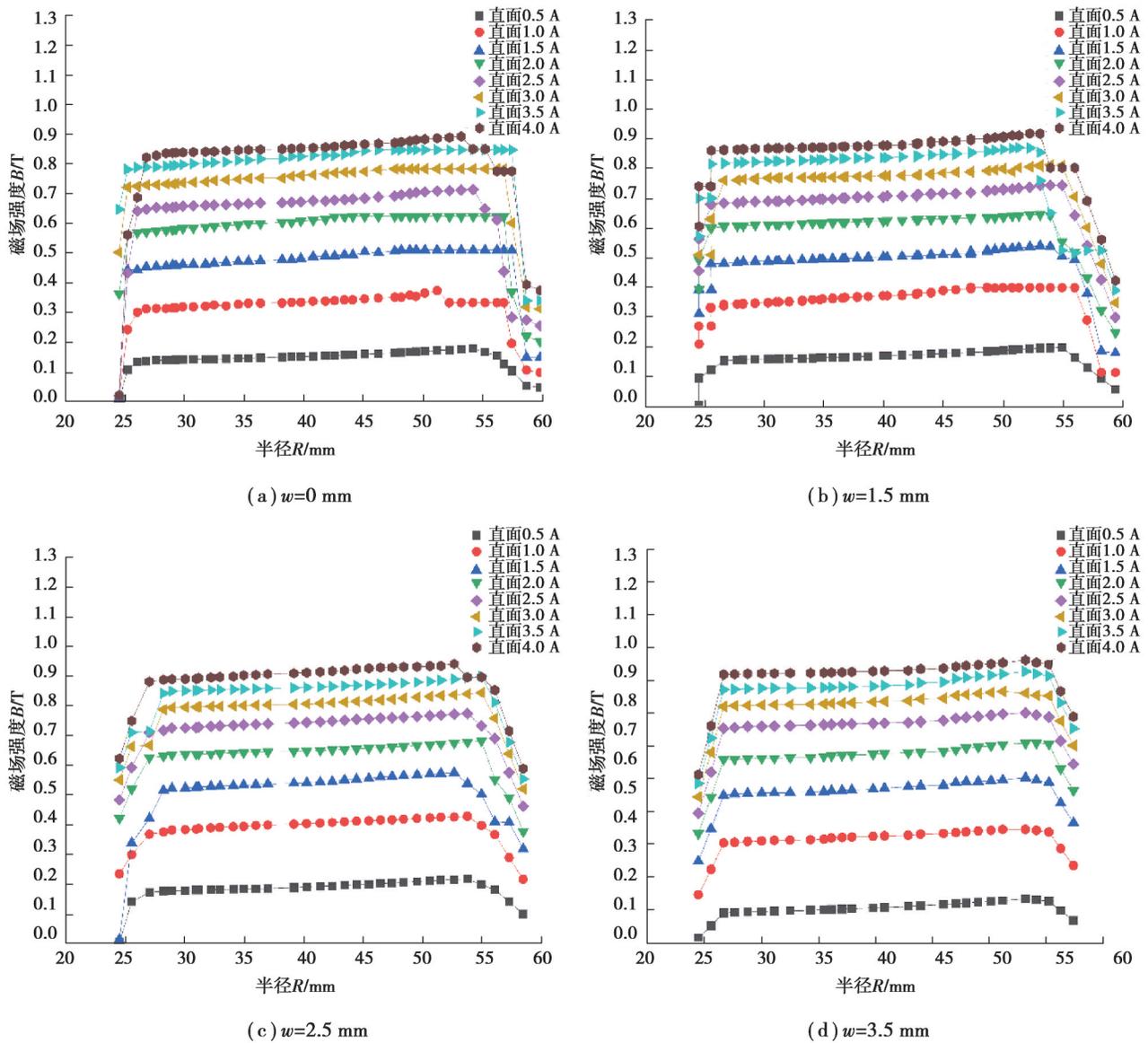


图 7 磁场沿直面无工作间隙径向分布曲线

Fig. 7 Radial distribution curve of magnetic field along the working gap of the straight surface

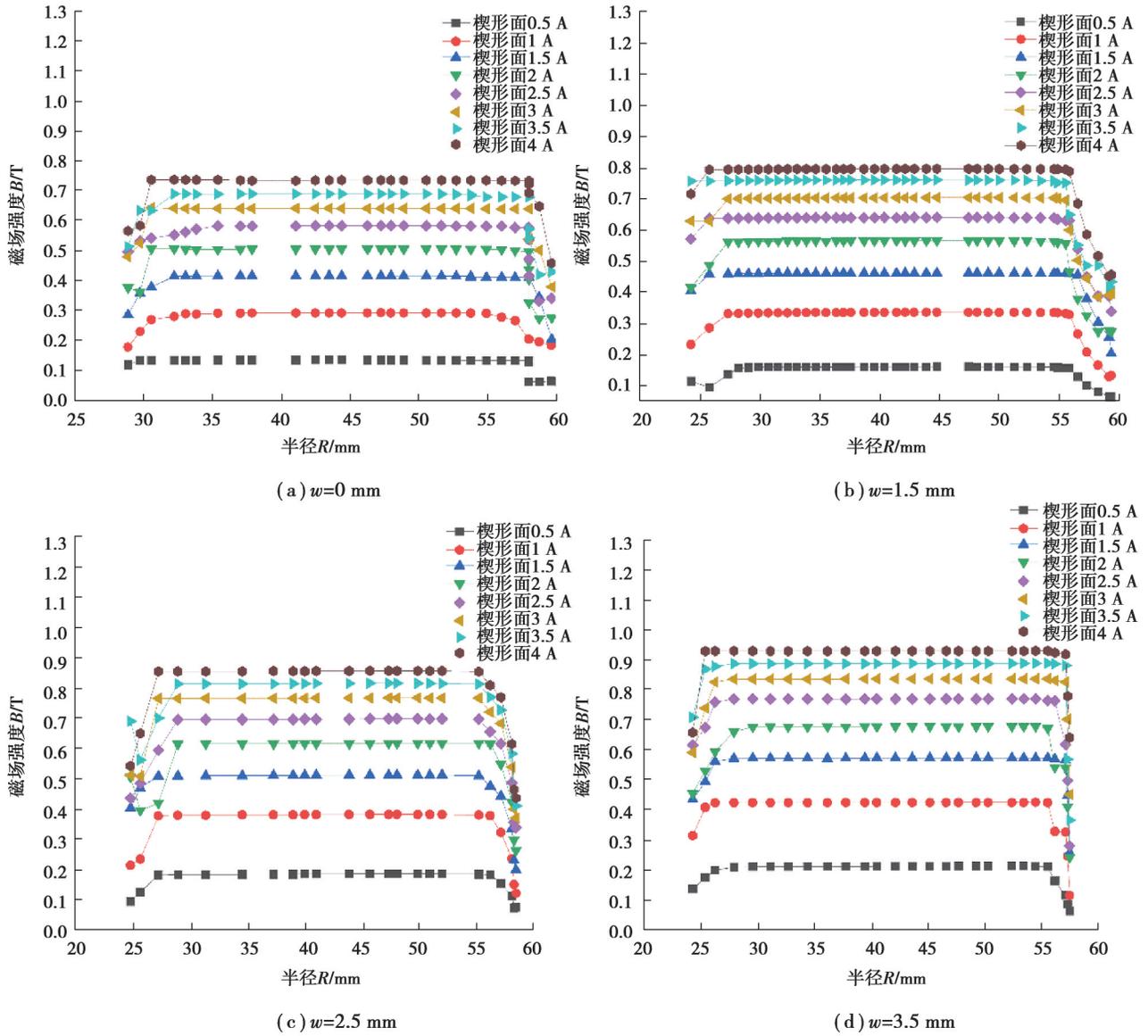


图8 磁场沿楔形面工作间隙径向分布曲线

Fig. 8 Radial distribution curve of magnetic field along the working gap of the wedge-shaped surface

纵向比较来看,无论是直形面还是楔形面,在同一工作间隙的情况下,工作间隙处的磁流变液磁感应强度随着励磁电流的增大而增加,其原因是磁阻不变电流增大会提高闭合导磁回路的磁场强度。在同一电流的情况下,磁流变液工作间隙越小,磁流变液产生的磁阻越小,对磁场强度的“削弱”效果越弱,相应的磁场强度越强。磁感应强度从0.5 A到1.0 A电流增长最为剧烈,增幅达到了近1倍,而随着电流的逐渐增大,可以较明显看出磁场在1.0~2.5 A的变化范围相对放缓,在3.0~4.0 A增长幅度降至8%~10%,这现象可通过磁流变液和钢材本身的B-H曲线增长趋势解释。

横向比较来看,楔形面工作间隙处的磁场强度随着间隙增大增幅普遍在6.9%以上,而对于直形面,磁场随着静盘片托架位移减小虽有增长,但并不明显,这是因为直形面磁流变液工作间隙为固定值,减小的工作间隙实际为楔形面间磁流变液工作间隙值。虽然整体磁场有所增强,但直形面磁流变液磁阻实际未发生变化,磁场提升效果不明显。值得注意的是,直形面磁场沿着半径增大呈明显增大的趋势,这是由于越靠近线圈的位置磁力线越密集,而楔形面磁场沿着半径增大效果不明显,呈现出相对均匀的状态。存在如此差异主要因为静盘片呈现出“内窄外宽”的横截面形状,原本磁感线经过直形面后呈现的“内疏外密”优势由于静

盘片磁阻分布特性而有所抵消,可以通过磁场分布矢量图得到解释。另外,2种形状工作间隙首尾处均出现了快速增长和快速下跌的趋势,这是因为与磁路中常用的钢材相比,磁流变液被视为一种相对导磁性能较弱的材料。这种特性使得部分磁力线在非工作间隙中穿透,在结合区域产生微量的漏磁通,间隙两端的磁感应强度也因此降低。

#### 4 制动性能试验

根据仿真结果,设计并制造多盘片连续可变工作间隙磁流变制动器,采用万用表测得磁流变制动器线圈在常温下的阻值为  $7.9 \Omega$ 。磁流变制动器工作间隙调节通过 2 台伺服电机由 PLC 实现实时同步控制。为测试设计磁流变制动器的各项性能,研制磁流变制动器综合性能测试平台。该平台主要由机械模块及测试系统组成,机械模块主要包括 11 kW 变频电机、飞轮组、弹性联轴器、转速转矩传感器、变频器、支架等;测试模块主要由控制电箱、可编程控制电源、基于 Labview 开发的测试系统组成,具体如图 9 所示。

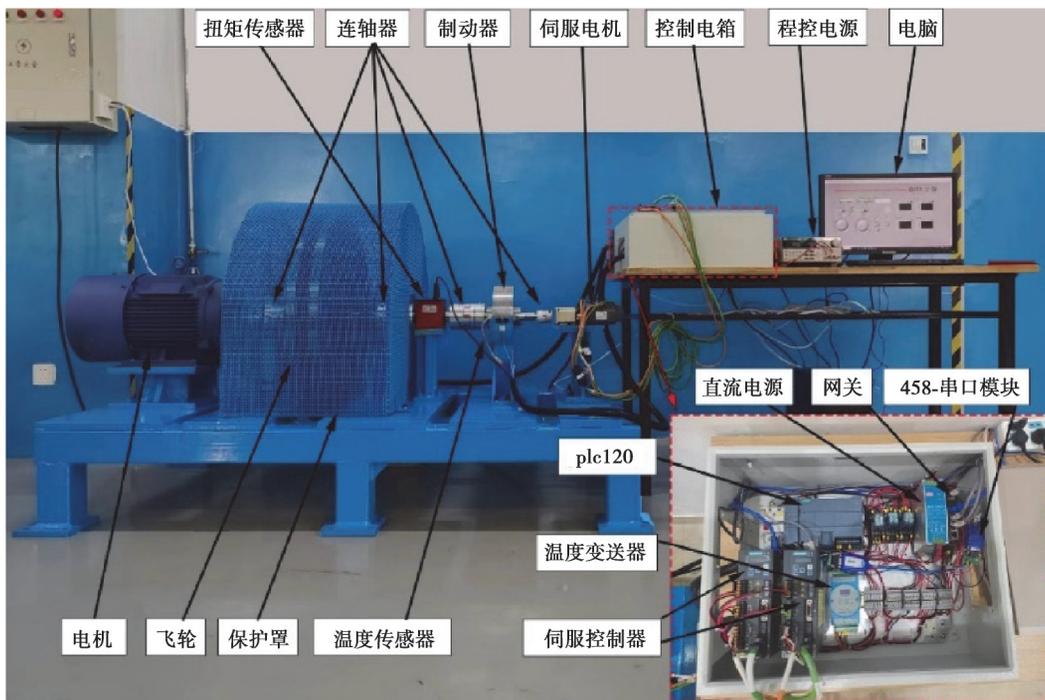


图 9 制动器试验台架图

Fig. 9 Test bed for brake performance testing

实验操作流程如下:开启测试平台,设定变频器的频率以及程控电源的输出电流参数;激活变频器,驱动电机带动飞轮组开始旋转。在此过程中,利用高速旋转的惯性飞轮组有效地模拟相应的转动惯量;当飞轮组的转速达到预设目标值,稳定维持该速度 2 s 后,变频器将自动进入关闭状态。此时,程控电源启动对外电流输出,制动器开始执行制动操作;持续监测飞轮组的转速,一旦完全停止转动(即转速降至 0),系统自动将实验数据保存至指定的文件路径中;通过程序控制 PLC,利用电磁阀调整电流方向,对制动器线圈施加一个反向的 0.2 A 电流,持续时间为 0.5 s,消除可能存在的磁滞现象,保证单次测试实验结果准确性。考虑到转速对磁流变制动器工作状态下总制动力矩值影响较小,因此文中将飞轮转速设定为 60 r/min,基于上述实验步骤,开展不同径向位移及电流下磁流变制动器输出制动力矩实验,结果如图 10 所示。静盘片托架位移分别为 0、1.5、2.5、3.5 mm,电流分别为 0~4.0 A。实验测试结果显示,随着径向位移逐渐增大,楔形磁流变液工作间隙降低,零场黏度由  $0.7 \text{ N}\cdot\text{m}$  增大到  $0.9 \text{ N}\cdot\text{m}$ ,表明工作间隙变化对制动器空载状态下力矩影响较小。横向对比

来看,制动力矩在0~2.5 A电流变化区间增速较快,2.5~4.0 A区间明显放缓。在径向位移和电流分别为最大值,即3.5 mm和4.0 A时,对应的制动力矩达到最大值146.4 N·m,相对于间隙未改变状态增加了25.80%。此外,间隙改变在不同电流下的表现也不同,以1.0 A、2.0 A、3.0 A和4.0 A电流为例,随着径向位移从0逐步增加到3.5 mm,对应的制动力矩分别增加了15.7、22.3、23.3、30 N·m,增幅分别为37.83%、27.06%、21.94%和25.80%。

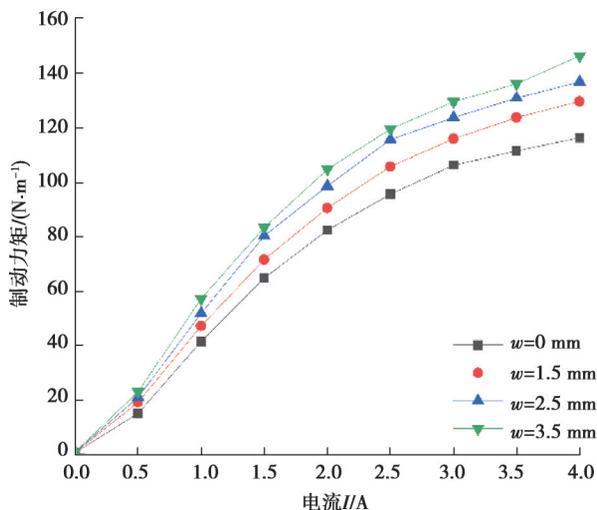


图10 不同电流、径向位移制动器制动力矩图

Fig. 10 Braking torque of different currents and radial displacements

磁流变制动器力矩-体积比(torque-volume ratio, TVR)是衡量制动器设计紧凑性的重要评价指标,表2为设计的磁流变制动器与其他类型制动器在TVR数值的对比。可以看出,提出的磁流变制动器不仅能够增大制动力矩的调节范围,在紧凑性上同样具有一定优势。表明多盘可变间隙结构能够有效提升制动效率,提高磁流变制动器的实用性。

表2 力矩-体积比表

Table 2 Torque-to-volume ratio (TVR) of typical MR brake

制动器类型	多盘楔形可变间隙	多层多极结构 <sup>[13]</sup>	单制动盘结构 <sup>[19]</sup>	多制动盘结构 <sup>[20]</sup>	蛇形磁路结构 <sup>[21]</sup>
TVR/(kN·m·m <sup>-3</sup> )	48.81	25.0	17.4	22.61	38.3

当托架位移到最大值时,制动器产生最大制动力矩。理论和实验结果对比如图11所示。尽管理论和实验之间的制动力矩变化趋势基本保持一致,但依然存在一定的差异。特别是在电流较大时,这种差异呈现出逐渐增大的趋势。首先,磁流变液在实际应用中并不完全均匀分布,与理论假设存在偏差。此外,离心力的作用会使得部分磁流变液从工作间隙流向非工作间隙,影响制动力矩的准确性。其次,使用的磁流变液等材料在实际中的表现与理想模型预期存在差异,复杂的颗粒聚集行为难以通过简单的理论完全描述。同时,由于温度升高引起的基础油剪切变稀和黏度下降,也会对制动力矩产生明显影响。最后,实际加工和装配过程中不可避免的空气间隙、装配误差等因素,以及在仿真过程中进行的网格处理和模型简化,都可能导致理论与实验结果之间的偏差。

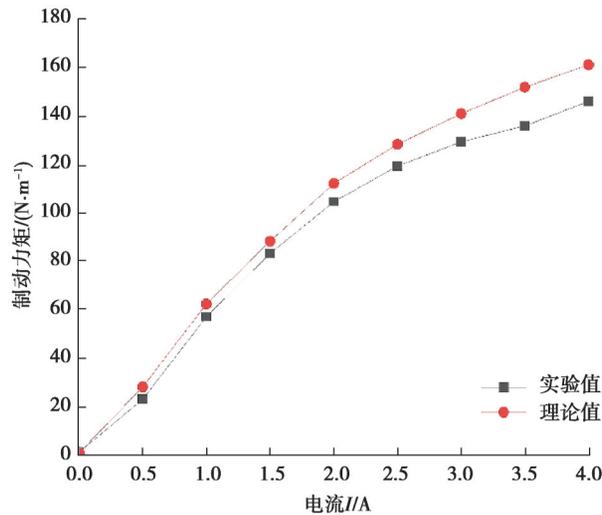


图 11 理论与实验结果对比

Fig. 11 Comparison between theoretical and experimental torque

## 5 结 论

1) 磁感应强度从 0.5~1.0 A 电流增长最为剧烈,增幅达到了近 1 倍,而随着电流的逐渐增大,可以较明显看出磁场在 1.0~2.5 A 的变化范围相对放缓,在 3.0~4.0 A 增长幅度降至 8%~10%。

2) 直形面磁场沿着半径增大呈明显增大的趋势,这是由于越靠近线圈的位置磁力线越密集,而楔形面磁场沿着半径增大效果不明显,呈现出相对均匀的状态。

3) 文中提出的制动器制动力矩随着径向位移和电流增大而增大,当位移为 3.5 mm,励磁电流为 4.0 A 时,制动力矩达到最大值 146.4 N·m,比同电流间隙未改变状态增加了 25.80%。

4) 文中提出的制动器 TVR 值为 48.81 kN·m/m<sup>3</sup>,相比较传统磁流变制动器结构更紧凑,力矩调节范围更广。

## 参考文献

- [ 1 ] 赵金涛,胡荣丽,黄金.具有楔形间隙的圆筒式磁流变液离合器传动性能研究[J].磁性材料及器件,2023,54(2):62-68.  
Zhao J T, Hu R L, Huang J. Research on drive performance of cylindrical MR clutch with wedge gaps[J]. Journal of Magnetic Materials and Devices, 2023, 54(2): 62-68.(in Chinese)
- [ 2 ] 黄浩,吴杰,邓兵兵,等.多极圆盘式磁流变制动器的设计与优化[J].工程设计学报,2023,30(3):297-305.  
Huang H, Wu J, Deng B B, et al. Design and optimization of multipole disc-type magnetorheological brake[J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2023, 30(3): 297-305.(in Chinese)
- [ 3 ] 杨三锋,黄向明,明阳,等.新型磁流变-剪切增稠阻尼器的力学模型及试验研究[J].机械工程学报,2023,59(16):418-426.  
Yang S F, Huang X M, Ming Y, et al. Mechanical model and experimental study of a novel magnetorheological shear thickening damper[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(16): 418-426.(in Chinese)
- [ 4 ] 杨瑜君,吴张永,蒋佳骏,等.导磁型磁流变换向阀设计及性能分析[J].液压与气动,2021,45(4):146-152.  
Yang Y J, Wu Z Y, Jiang J J, et al. Design and performance analysis of magnetically permeable magnetic current reversing valve[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2021, 45(4): 146-152.(in Chinese)
- [ 5 ] 尹帅虎,马山刚,金福宝,等.基于磁流变弹性体的定日镜动力吸振器设计与仿真研究[J].振动与冲击,2023,42(24):276-281,330.  
Yin S H, Ma S G, Jin F B, et al. Design and simulation of a magnetorheological elastomer-based dynamic vibration absorber for heliostat[J]. Journal of Vibration and Shock, 2023, 42(24): 276-281, 330.(in Chinese)
- [ 6 ] 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 S, Cai T W, Huang J, 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.(in Chinese)

- [ 7 ] Wu J, Deng B B, Huang Y M, et al. A multi-pole magnetorheological clutch powered by permanent magnets and excitation coils[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2023, 34(2): 217-228.
- [ 8 ] Qin H H, Song A G, Mo Y T. Performance evaluation of a hollowed multi-drum magnetorheological brake based on finite element analysis considering hollow casing radius[J]. *IEEE Access*, 2019, 7: 96070-96078.
- [ 9 ] Wang D M, Yang G X, Luo Y J, et al. Optimal design and stability control of an automotive magnetorheological brake considering the temperature effect[J]. *Smart Materials and Structures*, 2023, 32(2): 025020.
- [ 10 ] Zhang J L, Lu S B, Yu Y W. Design optimization and experiment of a disc-type MR device considering the centrifugal effect and plug flow region[J]. *Smart Materials and Structures*, 2019, 28(8): 085025.
- [ 11 ] Kikuchi T, Kobayashi K, Inoue A. Gap-size effect of compact MR fluid brake[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2011, 22(15): 1677-1683.
- [ 12 ] Wellborn P S, Mitchell J E, Pieper N J, et al. Design and analysis of a small-scale magnetorheological brake[J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2022, 27(5): 3099-3109.
- [ 13 ] Wu J, Hu H, Li Q T, et al. Simulation and experimental investigation of a multi-pole multi-layer magnetorheological brake with superimposed magnetic fields[J]. *Mechatronics*, 2020, 65: 102314.
- [ 14 ] Nguyen Q H, Nguyen V B, Le H D, et al. Development of a novel magnetorheological brake with zigzag magnetic flux path[J]. *Smart Materials and Structures*, 2021, 30(12): 125028.
- [ 15 ] 王西, 黄金, 谢勇. 圆锥式磁流变与形状记忆合金复合传动性能研究[J]. *机械传动*, 2019, 43(8): 36-40.  
Wang X, Huang J, Xie Y. Research on conical magnetorheological and shape memory alloy composite transmission performance[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2019, 43(8): 36-40.(in Chinese)
- [ 16 ] Song W L, Li D H, Tao Y, et al. Simulation and experimentation of a magnetorheological brake with adjustable gap[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2017, 28(12): 1614-1626.
- [ 17 ] 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.
- [ 18 ] Hu G L, Yi F, Tong W, et al. Development and evaluation of a MR damper with enhanced effective gap lengths[J]. *IEEE Access*, 2020, 8: 156347-156361.
- [ 19 ] Liu B, Li W H, Kosasih P B, et al. Development of an MR-brake-based haptic device[J]. *Smart Materials and Structures*, 2006, 15(6): 1960-1966.
- [ 20 ] Hu G L, Wu L F, Li L S. Torque characteristics analysis of a magnetorheological brake with double brake disc[J]. *Actuators*, 2021, 10(2): 23.
- [ 21 ] Senkal D, Gurocak H. Serpentine flux path for high torque MRF brakes in haptics applications[J]. *Mechatronics*, 2010, 20(3): 377-383.

(编辑 陈移峰)