

磁流变制动器的制动时间数学建模及实验验证

宋万里^{1,2}, 陶岩¹, 胡志超², 王娜¹

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 农业部南京农业机械化研究所, 江苏 南京 210014)

摘 要: 为研究磁流变制动器的制动时间与工作间隙的关系, 基于 Bingham 理论模型并结合 ANSYS 磁场仿真推导出磁流变制动器制动时间的计算公式, 基于此公式计算出不同工作间隙下不同转动角速度对应的制动时间. 利用间隙可调式磁流变制动器进行不同工作间隙下制动时间与转动角速度的测量实验; 对比理论值与实验值, 验证了理论计算公式的准确性, 并从理论与实际上证明了制动时间与工作间隙呈线性增长关系. 不同励磁电流下制动时间的测量实验证明了同一工作间隙下制动时间与电流为非线性关系.

关 键 词: 磁流变制动器; 制动力矩; 工作间隙; 转动角速度; 制动时间

中图分类号: U 463.51 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-3026(2018)08-1149-05

Numerical Modeling and Test of Braking Time on Magneto-rheological Brake

SONG Wan-li^{1,2}, TAO Yan¹, HU Zhi-chao², WANG Na¹

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China;

2. Nanjing Research Institute for Agricultural Mechanization, Ministry of Agriculture, Nanjing 210014, China.

Corresponding author: HU Zhi-chao, E-mail: zchu369@163.com)

Abstract: To study the relationship between the braking time and the working gap of the magneto-rheological brake (MRB), the calculating formula of braking time on the MRB was deduced based on the Bingham theory model and the ANSYS magnetic field simulation. The braking time corresponding to different rotating angular velocities under different working gaps was calculated based on the formula and the measuring test of braking time and rotational angular velocity under different working gaps was carried out based on MRB with adjustable working gap. Comparing the theoretical value with the experimental one, the braking time is shown to increase linearly with the working gap, and the correctness of the theoretical calculation formulas was verified. The braking time under different currents was measured, and the nonlinear relationship between the braking time and current under the same working gap was proved.

Key words: magneto-rheological brake; braking torque; working gap; rotating angular velocity; braking time

近年来,线控技术在汽车制动系统中得到广泛应用.与传统液压制动系统相比,磁流变制动器连续可控、实时、快速、结构简单,更适用于线控技术,拥有广泛的发展前景^[1-3].

磁流变制动器主要分为圆盘式和圆筒式^[4-5].相比圆筒式,圆盘式制动器结构紧凑,体积小,转动惯量低^[6];但磁流变制动器的制动力

矩目前尚无法满足汽车制动的需要,因此,研究人员通过改善制动器的结构来增大制动器的制动力矩^[7-9].此外,制动器的工作间隙也对制动力矩产生较大影响^[10-11].制动时间是衡量制动器制动效果的重要参数,工作间隙对制动时间的影响鲜见报道,因此,本文主要研究磁流变制动器工作间隙对制动时间的影响.

收稿日期: 2017-04-11

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(N170304017, N130303002); 国家自然科学基金资助项目(51775101); 中国博士后科学基金资助项目(2017M610181, 2018M631800); 教育部留学回国人员科研启动基金资助项目(50-5).

作者简介: 宋万里(1979-),男,辽宁锦州人,东北大学副教授,博士; 胡志超(1963-),男,陕西蓝田人,农业部南京农业机械化研究所研究员,博士生导师.

1 磁流变制动器动力学分析

1.1 间隙可调式磁流变制动器

如图 1 所示,制动盘与壳体左端的间隙通过可左右移动的轴来调节,然后调节尾盖与制动盘之间的距离,从而达到调节制动器制动间隙的目的。

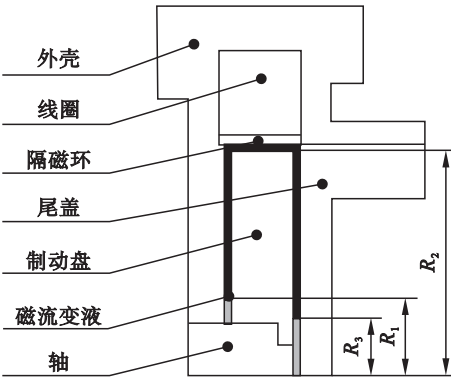


图 1 间隙可调式磁流变制动器原理图
Fig. 1 Schematic of the MRB with adjustable gap

1.2 制动时间的数学模型

磁流变液本构性质可用 Bingham 模型来描述,其本构方程为

$$\tau = \tau_y + \eta \dot{\gamma} \tag{1}$$

式中: τ 为磁流变液的剪切应力; τ_y 为磁流变液的动态屈服应力; η 磁流变液的黏度; $\dot{\gamma}$ 为磁流变液的剪切应变率。

由制动器结构可知,制动盘两端面产生的制动力矩并不相同,以制动盘左端面制动力矩 T_1 为例,其推导过程如下。

磁流变液的动态屈服应力与其本身的材料特性及所受的磁场强度有关,并随磁场强度呈指数增长:

$$\tau_y = kH^\beta \tag{2}$$

式中: k 和 β 为与磁流变液本身有关的定常数; H 为磁流变液所受的磁场强度。

假设磁流变液在轴向和径向上为非流动状态,可认为其流速仅为半径的函数,则磁流变液的剪切应变率为

$$\dot{\gamma} = \omega r / \delta \tag{3}$$

式中: ω 为制动盘转动角速度; δ 为制动器的工作间隙。

制动盘左端面的最大工作半径为 R_2 ,最小工作半径为 R_1 ,取工作在半径 r 处宽度为 dr 的圆环区域,其产生的转矩为

$$dT = 2\tau\pi r^2 dr \tag{4}$$

则制动力矩 T_1 为

$$T_1 = \int_{R_1}^{R_2} 2(kH_1^\beta + \eta \frac{\omega r}{\delta}) \pi r^2 dr \tag{5}$$

同理可推导出制动盘右端面制动力矩 T_2 为

$$T_2 = \int_{R_3}^{R_2} 2(kH_2^\beta + \eta \frac{\omega r}{\delta}) \pi r^2 dr \tag{6}$$

式中: H_1, H_2 分别为制动盘左端和右端磁流变液所受的磁场强度; R_3 为制动盘右端面最小工作半径。总制动力矩 T 为

$$T = \frac{2}{3} \pi k [R_2^3 (H_1^\beta + H_2^\beta) - H_1^\beta R_1^3 - H_2^\beta R_3^3] + \frac{1}{8} \omega \pi \eta [2R_2^4 - R_1^4 - R_3^4] \tag{7}$$

由式(7)可知,制动器产生的制动力矩主要为磁流变液的动态屈服应力产生的制动力矩和零磁场状态下由磁流变液所产生的黏性力矩。

制动时间是衡量制动器制动性能的主要参数之一,制动器的工作间隙是影响制动时间长短的重要因素,因此,需建立制动时间的动力学数学模型,图 2 所示为制动器动力学分析原理图。

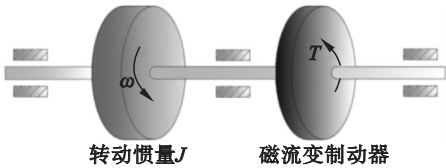


图 2 磁流变制动器动力学分析原理图
Fig. 2 Principle diagram of the MRB dynamics analysis

假设模拟载荷的惯性飞轮系统的转动惯量为 J ,根据刚性定轴转动动力学方程:

$$T = -J \frac{d\omega}{dt} \tag{8}$$

制动器的机械动力学方程可以表示为

$$-J \frac{d\omega}{dt} = \frac{2}{3} \pi k [R_2^3 (H_1^\beta + H_2^\beta) - H_1^\beta R_1^3 - H_2^\beta R_3^3] + \frac{1}{8} \omega \pi \eta [2R_2^4 - R_1^4 - R_3^4] \tag{9}$$

分别对等式两边积分,为方便书写,将等式右端记为 $D + Z\omega$,得

$$\omega = ce^{-\frac{Z}{J}t} + D/Z \tag{10}$$

设制动器制动时初始角速度为 $\omega = \omega_0$,则

$$c = \omega_0 + D/Z \tag{11}$$

将式(11)代入式(10),最后变换并整理得

$$t = -\frac{J}{\frac{1}{2\delta}\pi\eta[2R_2^4 - R_1^4 - R_3^4]} \ln \left(\frac{\omega + \frac{\frac{2}{3}\pi k[R_2^3(H_1^\beta + H_2^2) - H_1^\beta R_1^3 - H_2^\beta R_3^3]}{\frac{1}{2\delta}\pi\eta[2R_2^4 - R_1^4 - R_3^4]}}{\omega_0 + \frac{\frac{2}{3}\pi k[R_2^3(H_1^\beta + H_2^2) - H_1^\beta R_1^3 - H_2^\beta R_3^3]}{\frac{1}{2\delta}\pi\eta[2R_2^4 - R_1^4 - R_3^4]}} \right) \quad (12)$$

由式(12)看出,对于恒定的制动器结构及恒定的转动惯量,制动器的制动时间主要与工作间隙和工作间隙时磁流变液所受的磁场强度有关. 本文利用 ANSYS 磁场仿真求解不同工作间隙时磁场强度值,进而求出制动器的制动时间理论值.

2 ANSYS 磁场仿真

制动器为轴对称结构,因此其有限元模型可简化为二维模型,所使用的磁流变液为重庆材料研究院的 MRF-J01T^[12]. 仿真中,单元类型选择 PLANE13;根据磁通连续性原理,边界条件定义为磁力线与边界平行;对磁流变制动器施加的载荷为磁场电流密度 NI/S ,其中 N 为线圈匝数, I 为线圈中通入的电流, S 为线圈的横截面积. 在电流 I 为 1, 2, 3, 4 A, 工作间隙分别为 0.25, 0.5, 0.75, 1 mm 条件下,得出不同工作间隙时磁流变液所受磁场强度云图. 图 3 所示为 $I=4$ A 时,不同工作间隙时磁流变液所受的磁场强度云图.

对比可知,由于制动器左右结构是非对称的,两侧的磁流变液所受磁场强度并不相同,符合 1.2 节所做的力矩建模. 为简化力矩模型,本文将磁场强度的均值作为最终的磁场强度值代入制动时间公式(12),求出制动器不同转动角速度下的制动时间.

3 实 验

图 4 为制动力矩测量装置,实验采用减速电机作为转动动力源,输出转速为 600 r/min;在电磁离合器后面加装惯性飞轮来模拟负载,其转动惯量 $J = 0.48 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. 实验中力矩传感器采集的模拟信号通过 PCI 总线输送到上位机中的 LabVIEW 平台上进行数据处理和加工,最终在控制面板中显示不同转动角速度下的制动时间,从而实现制动时间和转动角速度的实时在线监测. 恒流源调节输入制动器励磁线圈的电流,恒压源负责供应传感器所需的额定电压. 实验中将工作间隙分别调定为 0.25, 0.5, 0.75, 1 mm,并使其充满磁流变液,线圈中分别通入 1, 2, 3, 4 A 电流. 实验操作步骤如下.

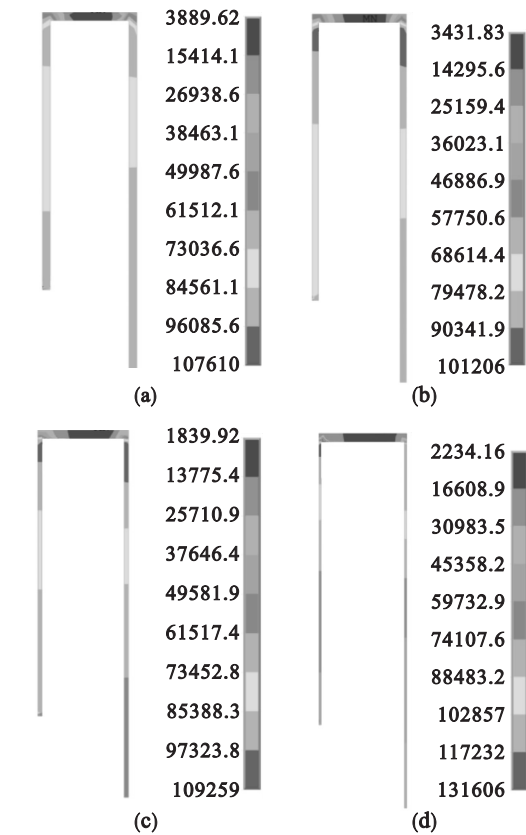


图 3 不同工作间隙下磁流变液磁场强度分布云图
Fig. 3 Magnetic flux intensity distribution in the area of MR fluid with different gaps
(a)—1 mm; (b)—0.75 mm; (c)—0.5 mm; (d)—0.25 mm.

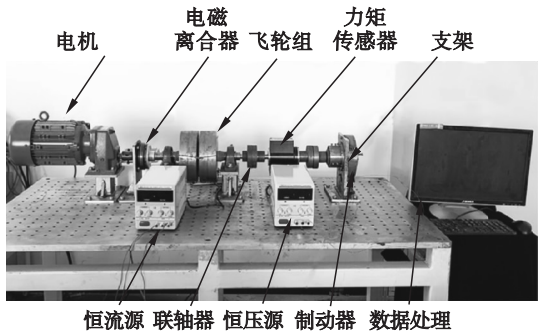


图 4 磁流变制动器实验台
Fig. 4 Testing bench of MRB

在电机稳定转动的过程中将制动器线圈中通入 1A 电流,同时按下控制面板的开始按钮,记录制动时间及转动角速度;随后断开电磁离合器,使制动器开始模拟制动过程,此时力矩传感器始终

进行制动时间与转动角速度的测量,直到整个装置静止不动.调整工作间隙和电流,重复上述实验步骤,最终整理制动器减速部分的数据.

4 数据分析

4.1 不同间隙理论值与实验值对比

图 5 所示为 $I=4\text{ A}$ 条件下理论值与实验值的对比:制动盘的转动角速度与制动时间的变化趋势整体相同,说明了理论计算方法的可行性.由

于磁流变液动态屈服应力产生的制动力矩远远大于黏性力矩产生的力矩,致使制动时间与转动角速度近似呈线性关系.由图 5 可以看出,每种工作间隙下,制动时间理论值都比实验值长,这是由于在制动器转动过程中,密封圈与轴之间,以及轴承滚动都存在摩擦力矩,摩擦力矩与磁流变液产生的制动力矩共同对制动器进行制动,从而使制动器的制动时间相比实际制动时间偏长.若实验中使用的惯性飞轮转动惯量大大增加时,则理论制动时间将与实际制动时间近似相等.

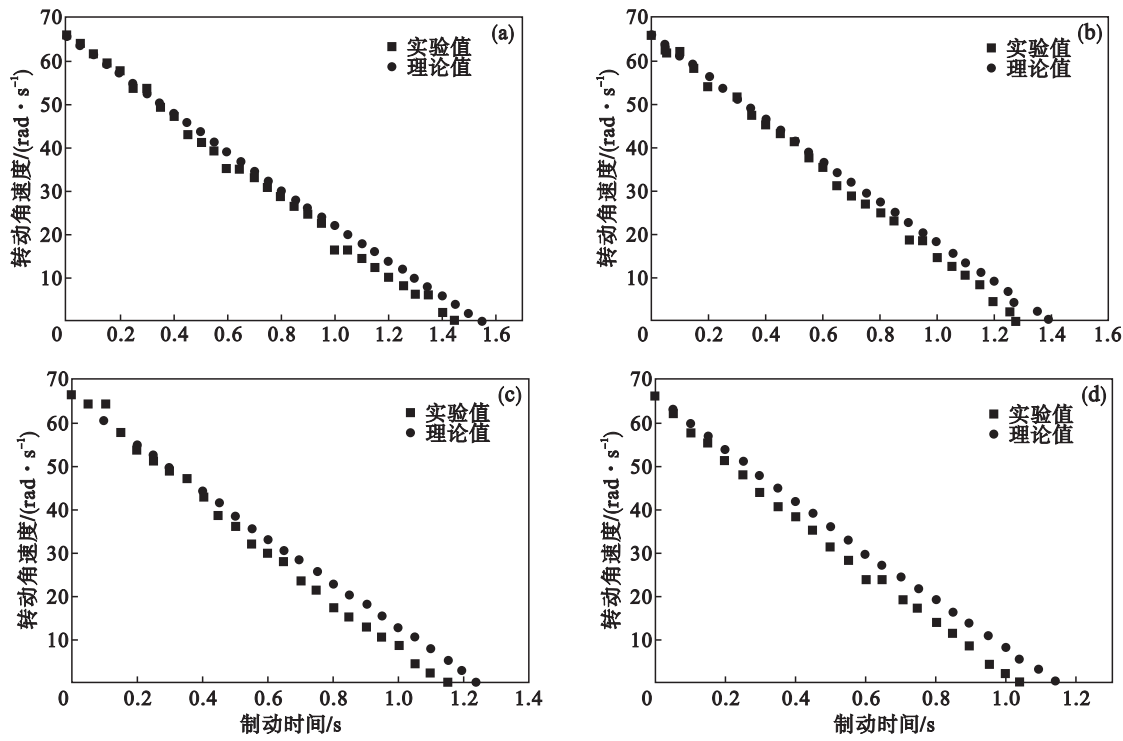


图 5 不同工作间隙下理论值与实验值对比
Fig. 5 Comparison between theoretical and experimental values under different working gaps
(a)—1 mm; (b)—0.75 mm; (c)—0.5 mm; (d)—0.25 mm.

对比不同工作间隙下的总制动时间可知,每增加 0.25 mm 的工作间隙,总制动时间则增加 0.5 s 左右,结合式(12)可知,制动时间与工作间隙呈近似线性关系;工作间隙越大,制动时间则越长.这是由于工作间隙的线性增加使磁路的磁阻增加,致使制动力矩线性减小,因而制动时间呈线性增加趋势.

4.2 不同电流下制动时间的对比

图 6 是工作间隙为 0.5 mm 时,不同电流下的制动时间对比.由图可知,电流是影响制动时间的重要因素,当线圈中通入 4 A 电流时,其制动时间相比 1 A 电流的制动时间约缩短 45% 左右;同时可看出,随着电流的增加,制动时间的增幅越来越小,这是因为随着电流的增加,制动器逐渐趋于

磁饱和,致使制动力矩增幅较小,从而使制动时间减小的幅度较小.

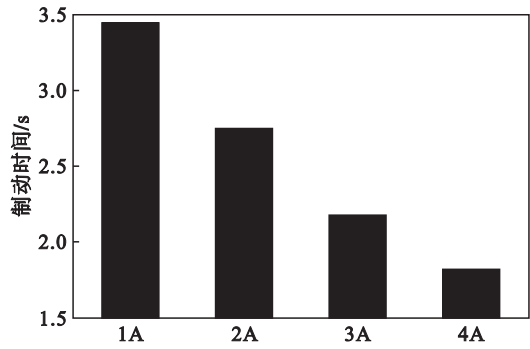


图 6 不同电流下制动时间的对比
Fig. 6 Comparison of braking time under different currents