

圆盘式磁流变制动器仿真优化设计*

李志华 喻军 曾宁 原龙昊

(杭州电子科技大学机械工程学院, 杭州 310018)

摘要: 为了改进磁流变制动器的性能,提出了一种基于结构与磁路耦合模型仿真分析的优化设计方法。该方法以最大化制动器的制动力矩和最小化制动器的质量为目标,采用变动权系数的策略将多目标化为单目标,然后运用 ANSYS 的参数化有限元仿真优化工具进行优化求解,得到磁流变制动器的最佳几何参数。在此基础上,加工制造出实物样机,设计并搭建磁流变制动器性能测试平台,实验和仿真结果表明该设计方案能较好满足制动器的制动力矩和磁路设计的要求。

关键词: 磁流变制动器 有限元分析 优化设计

中图分类号: U463.51; TP391.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)10-0364-06

Simulation and Optimization Design of Disc-type Magnetorheological Brake

Li Zhihua Yu Jun Zeng Ning Yuan Longhao

(College of Mechanical Engineering, Hangzhou Dianzi University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Magnetorheological brake (MRB) is a new brake-by-wire device. It consists of rotating disk immersed in a MR fluid and enclosed in an electromagnet, where the yield stress of the fluid varies as a function of the magnetic field applied by the electromagnet. Based on Bingham model, the torque formula of disc-type MRB was presented, and the coupling relationship between its structure and magnetic circuit was analyzed. An optimization design method for the disc-type MRB was proposed based on the simulation analysis of coupling model of structure and magnetic circuit. Maximizing braking torque and minimizing brake weight were taken as optimization objectives, and the multi-objective was converted into single objective by the variable weights. An optimization procedure based on the parameterized finite element analysis of ANSYS integrated with an optimization tool was used to obtain optimal design scheme of MRB. The prototype of MRB was fabricated and tested to evaluate its performance. The experiment bench system of MRB was developed. Experimental and simulation results showed that the designed scheme of MRB can meet the braking torque requirements and the designing demands of magnetic circuit.

Key words: Magnetorheological brake Finite element analysis Optimization design

引言

随着电动汽车的发展,线控制动技术逐渐得到人们的重视与研究。磁流变制动器是一种新型线控制动器,它利用磁流液的流变效应,使浸入在磁流变液中的转子产生剪切制动力矩。较之传统的液压制

动器,它能够有效地减少制动滞后时间,缩短制动距离,同时也可简化制动系统结构、方便集成各种新型控制技术^[1-2]。

磁流变制动器主要分为圆盘式和圆筒式^[3-4]。由于圆盘式磁流变制动器结构紧凑、体积小、转动惯量低,因此更适合于小型车辆的制动^[5]。

尽管国内外对磁流变制动器开展了一些研究^[6-20],但大多数只是基于理论上的,很少进行实物样机验证,至今还没有形成商品化的车用磁流变制动器。此外,以往的研究大多将结构与磁路设计分割开来,而没有充分考虑结构与磁路的耦合关系。本文提出一种基于结构与磁路耦合模型仿真分析的优化设计方法,并在优化结果的基础上,进行实物样机实验。

1 磁流变制动器的力矩模型

如图 1 所示,制动器由壳体(定子)和制动盘(转子)两部分组成,壳体与制动盘间的工作间隙内充满磁流变液。车辆正常行驶时,励磁线圈不施加电流,磁流变液在没有磁场作用下表现为牛顿流体,此时制动器的力矩仅为很小的粘性力矩,制动盘可在磁流变液中自由旋转。当车辆需要减速时,励磁线圈被施加相应强度的电流,此时磁流变液在磁场作用下产生磁流变效应,转变为类似固体的状态,从而对制动盘产生剪切制动力矩。磁流变液的动态屈服应力是由磁流变液自身性质和加在其上的磁场强度决定的,因此通过调节励磁线圈中的电流强度来改变工作间隙中的磁场强度,就可以控制磁流变液的动态屈服应力,进而控制制动器的制动力矩。

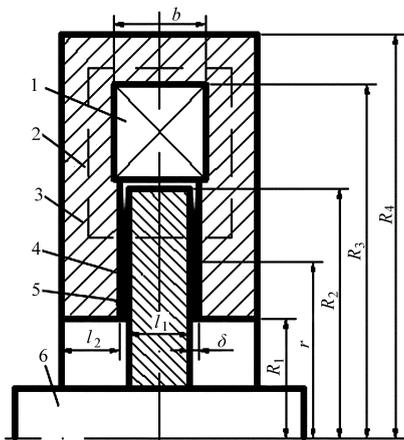


图 1 圆盘式磁流变制动器简图

Fig. 1 Structure sketch of MRB

- 1. 励磁线圈 2. 壳体 3. 励磁线 4. 制动盘 5. 磁流变液
- 6. 转轴

由 Bingham 塑性模型可知

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

式中 τ ——磁流变液的剪切应力

τ_y ——磁流变液动态屈服应力

η ——磁流变液的粘度

$\dot{\gamma}$ ——磁流变液的剪应变率

假设:①磁流变液是不可压缩的。②磁流变液的流动是稳态的。③磁流变液在轴向和径向方向没

有流动,其流速只是半径的函数。则当转轴角速度为 ω ,工作间隙为 δ 时,制动盘表面磁流变液的剪应变率为

$$\dot{\gamma} = \frac{\omega r}{\delta} \quad (1)$$

假定制动盘最大工作半径为 R_2 ,最小工作半径为 R_1 ,取工作在 r 处 dr 宽的微圆环区域,则产生的微转矩为

$$dT = \tau \pi [(r + dr)^2 - r^2] r \quad (2)$$

略去式(2)中的二阶微量 d^2r 可得

$$dT = 2\pi \tau r^2 dr = 2\pi \left(\tau_y + \frac{\eta \omega r}{\delta} \right) r^2 dr \quad (3)$$

则制动力矩为

$$T = 2\pi \int_{R_1}^{R_2} \left(\tau_y + \frac{\eta \omega r}{\delta} \right) r^2 dr \quad (4)$$

其中

$$\tau_y = kH^\beta$$

式中 k, β ——定常数

H ——施加在磁流变液中的磁场强度

选用美国 Lord 公司 MRF-132DG 型磁流变液^[9],其性能参数为 $k = 0.24, \beta = 1, \eta = 0.09 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。则

$$T = \frac{2\pi}{3} kH^\beta (R_2^3 - R_1^3) + \frac{\pi \eta \omega}{2\delta} (R_2^4 - R_1^4) \quad (5)$$

式(5)只是制动盘的一侧所产生的力矩,而实际情况是两侧都可产生力矩,因此总的制动力矩变为

$$T = T_M + T_\eta = \frac{4\pi}{3} kH^\beta (R_2^3 - R_1^3) + \frac{\pi \eta \omega}{\delta} (R_2^4 - R_1^4) \quad (6)$$

由式(6)可以看出,制动力矩包含两个部分,一部分为在磁场作用下,由磁流变液的动态屈服应力所产生的力矩 T_M ,它是制动力矩的主要部分,通过控制磁场强度 H ,就可以控制制动器的制动力矩。另一部分为零磁场下由磁流变液的粘性所产生的残留力矩 T_η ,它与转轴的角速度(即车轮的转速) ω 和工作间隙 δ 有关,它的值很小,只占总制动力矩的很少部分,可以忽略不计。

此外,由式(6)还可以看出,工作间隙 δ 一方面通过影响磁场强度来影响制动力矩的第 1 项 T_M ,另一方面 δ 还直接影响制动力矩的第 2 项 T_η ,当然,随着 δ 的减少, T_M 增加得较多,而 T_η 增加得较少。但考虑到残留力矩 T_η 以及制造与装配等因素,工作间隙 δ 不应过小,一般取值 $0.25 \sim 2 \text{ mm}$ ^[5]。因此,在给定磁流变液后,影响制动力矩的参数主要有: R_1, R_2 和 H 。

为了增强制动器的制动力矩,在不产生磁饱和的情况下,应尽可能增大磁流变液中的磁场强度 H 。

为此,磁路设计必须优化磁路几何尺寸和各部分导磁材料。由于磁路几何尺寸既与磁路设计有关,又与结构设计有关,而结构参数(包括 R_1 和 R_2) 既对磁路有影响,又对制动力矩和制动器重量有影响,因此,为了得到最佳的设计参数,磁路设计和结构设计必须同时进行。

2 磁路与结构的仿真优化设计

以微型汽车 CV6 为对象,对磁流变制动器进行仿真优化设计。

2.1 设计变量

如图 1 所示,圆盘式磁流变制动器的主要结构参数包括: R_1 、 R_2 、 R_3 、 R_4 、 l_1 、 l_2 、 b 和 δ 。参数 R_4 由汽车的轮辋直径决定,由于轮辋与制动器之间的最小间隙应大于 3 mm^[6],而该车的轮辋直径为 310 mm,因此这里取 $R_4 = 150$ mm。根据磁路欧姆定律可知,参数 δ 理论上越小越好,因为值越小,间隙中的磁场强度就越大越均匀,但考虑到残留力矩以及制造与装配等因素, δ 不应过小,一般取值 0.25 ~ 2 mm,这里取 $\delta = 1$ mm^[6]。此外,由于在优化过程中,优化程序只需要改变线圈的面积,因此为方便起见,这里固定线圈宽度 $b = 20$ mm^[6],而通过改变线圈的高度来改变线圈的面积。这样设计变量就只剩下: R_1 、 R_2 、 R_3 、 l_1 和 l_2 。结合 CV6 车的实际情况以及多次仿真优化的情况,并考虑尽可能在大的设计空间中搜索最优解,表 1 给出了设计变量的取值范围。

表 1 设计变量取值范围

设计变量 X	取值范围
半径 R_1	25 ~ 60
半径 R_2	70 ~ 130
半径 R_3	110 ~ 145
厚度 l_1	5 ~ 30
厚度 l_2	5 ~ 30

优化目标是最大化制动器的制动力矩和最小化制动器的质量。这 2 个目标是相互矛盾的,可利用不同的权系数,将其化为无量纲的单目标,即

$$\min f(X) = 100 + k_w \frac{W}{W_{ref}} - k_T \frac{T}{T_{ref}}$$

其中 $k_w + k_T = 1$

由于在 ANSYS 优化程序中,若目标函数小于等于零,则优化程序会出错,因此这里加上一个远大于零的固定值 100,以使目标函数值始终大于零。制动器的质量 W 可由相应材料的体积乘以密度得到,而制动力矩 T 则由式(6)计算得到。

2.2 约束条件

约束条件为

(1) 制动力矩大于等于最小制动力矩,即: $T \geq T_{\min} = 200 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

(2) 制动器的质量不超过最大可接受的质量,即: $W \leq W_{\max} = 35 \text{ kg}$ 。

(3) 根据线圈安装要求, R_3 至少比 R_2 大 7 mm,即: $R_3 - R_2 \geq 7 \text{ mm}$ 。

(4) 各设计变量在其取值范围内,即: $X_{\min} \leq X \leq X_{\max}$ 。

最小制动力矩 200 N·m 是根据企业提供的 CV6 车型来设定的。最大质量 35 kg 是考虑到磁流变制动器因不需要额外的液压元件,其质量可比传统的液压制动器的质量大(传统的液压制动器的质量为十几千克),因此这里取 35 kg,以便在更大的设计空间中搜索最优解。

3 圆盘式磁流变制动器有限元模型

如图 2 所示,由于圆盘式磁流变制动器为轴对称体,因此制动器的有限元模型可简化为二维模型。模型中有 6 种材料:低碳钢(壳体)、DT4 电工纯铁(制动盘)、铝(轴承座)、铜(线圈和铜套)、磁流变液和不导磁的奥氏体材料(转轴)。

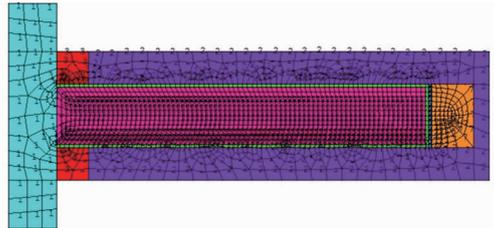


图 2 圆盘式磁流变制动器有限元模型

Fig. 2 Finite element model of MRB

这里,单元类型选择 PLANE13,低碳钢的相对磁导率为 2 000,奥氏体和铝为 1,线圈和铜套为 1.5。对于 DT4 电工纯铁和磁流变液,则直接由其 $B-H$ 曲线确定^[9,18]。

根据磁通连续性原理,边界条件定义为磁力线与边界平行;而对磁流变制动器施加的载荷则是磁场电流密度 NI/s ,其中 N 为线圈匝数, I 为电流, s 为线圈横截面积。

4 磁流变制动器优化求解

由于目标函数中的 T 涉及到磁场强度 H ,而 H 的值则须通过 ANSYS 的仿真分析得到。因此本文采用 ANSYS 的参数化有限元仿真优化工具进行优化求解,该工具利用参数化设计语言 APDL 实现参数化有限元分析全过程。

在优化求解前,首先创建一个 APDL 分析文件,它是一个含有设计变量、状态变量和目标函数的参

数字化模型。优化求解过程就是一个反复改变设计变量,并在满足约束条件(即状态变量限制条件)下,使目标函数逼近最小值的过程。

为使目标函数有一个合理的搜索空间,结合仿

真结果,取 $W_{ref} = 35 \text{ kg}$, $T_{ref} = 100 \text{ N}\cdot\text{m}$, $I = 2 \text{ A}$, 然后对磁流变制动器进行优化求解。表 2 列出了不同权系数下,分别使用 ANSYS 的一阶法、扫描法和子问题法所得到的优化结果。

表 2 优化结果

Tab. 2 Optimized results

权系数		R_1/mm	R_2/mm	R_3/mm	l_1/mm	l_2/mm	W/kg	$T/(\text{N}\cdot\text{m})$	f
$k_W = 0.9$ $k_T = 0.1$	一阶法	25	130	141.90	9.579 2	14.549	20.365	256.81	100.040
	扫描法	25	130	142.00	13.33	10	17.230	246.39	100.600
	子问题法	25.03	129.97	144.98	9.121	16.56	23.067	237.64	99.934
$k_W = 0.8$ $k_T = 0.2$	一阶法	25	130	141.90	9.579 2	14.549 0	20.365	256.81	99.500
	扫描法	25	130	137.90	9.579 2	8.271 4	13.916	225.83	99.470
	子问题法	25.07	129.88	136.89	10.877 0	8.989 7	15.424	265.04	98.428
$k_W = 0.7$ $k_T = 0.3$	一阶法	25	130	141.90	9.579 2	14.549 0	20.365	256.81	99.320
	扫描法	25	130	145.00	10	12.143 0	17.706	256.62	98.995
	子问题法	25.07	129.17	136.17	10.921 0	5.050 7	11.203	182.46	99.096
$k_W = 0.6$ $k_T = 0.4$	一阶法	25	130	141.90	9.579 2	14.549	20.365	256.81	98.419
	扫描法	25.06	130	142.00	5	21.667	26.685	237.15	99.646
	子问题法	25.08	129.82	138.04	9.903 8	11.994	18.067	275.83	98.361

从表 2 可以看出,几种优化算法中,子问题法得到的目标函数值总体最好。为了从中选取一组最佳参数值,以单位力矩所需的质量,即 W/T 的值,作为比较,如表 3 所示。

表 3 权值比较

Tab. 3 Comparison of weights

权系数	指标	一阶法	扫描法	子问题法
$k_W = 0.9, k_T = 0.1$	W	20.365	17.230	23.067
	T	256.81	246.39	237.64
	W/T	0.079 3	0.069 9	0.097 1
$k_W = 0.8, k_T = 0.2$	W	20.365	13.916	15.424
	T	256.81	225.83	265.04
	W/T	0.079 3	0.061 6	0.058 2
$k_W = 0.7, k_T = 0.3$	W	20.365	17.706	11.203
	T	256.81	256.62	182.46
	W/T	0.079 3	0.068 9	0.061 4
$k_W = 0.6, k_T = 0.4$	W	20.365	26.685	18.067
	T	256.81	237.15	275.83
	W/T	0.079 3	0.112 5	0.065 5

从表 3 可看出, W/T 的最小值为 0.058 2,即在权系数 $k_W = 0.8, k_T = 0.2$ 的情况下子问题法求得的最好结果,对结果圆整后得: $R_1 = 25 \text{ mm}$, $R_2 = 130 \text{ mm}$, $R_3 = 137 \text{ mm}$, $l_1 = 11 \text{ mm}$, $l_2 = 9 \text{ mm}$, 此时 W 为 15.49 kg, T 为 267.3 N·m。

在该结构尺寸下,进行磁场有限元分析,得到制动器的磁力线与磁场强度分布图,如图 3、4 所示。从图 3 可以看出磁力线的走向及分布是正确合理的;从图 4 可以看出,制动器的磁场为非均匀分布,壳体在靠近线圈处磁场强度最大,为 1.195 T,远小于“饱和点”2.155 T^[18],制动器没有发生磁饱和现

象,其磁动势的利用率较高。

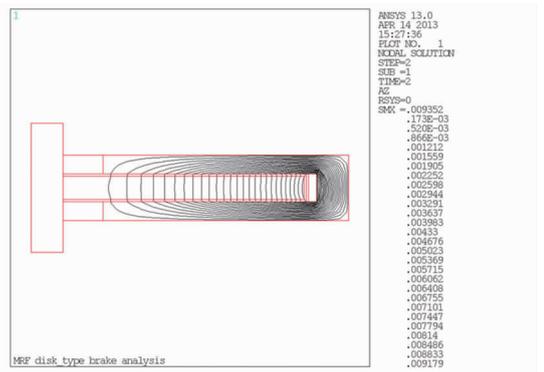


图 3 制动器磁力线分布

Fig. 3 Distribution of magnetic lines of MRB

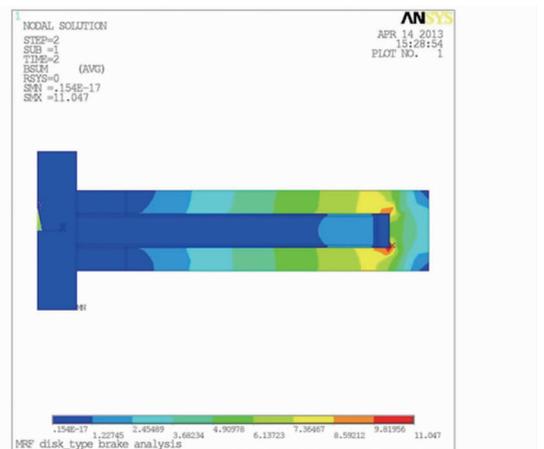


图 4 制动器磁场强度分布

Fig. 4 Distribution of magnetic field strength of MRB

5 实验

从仿真角度验证了该优化设计方案能较好满足

制动器的制动力矩和磁路设计的要求。根据优化设计的结果,加工制作了实物样机(图5、6),设计并搭建了磁流变制动器性能测试平台(图7),进行实验。



图5 磁流变制动器主要零件

Fig.5 Major parts of MRB



图6 磁流变制动器实物样机

Fig.6 Prototype of MRB

该测试平台主要包括电动机、联轴器、减速器、离合器、扭矩传感器、制动器、直流稳压电源和信号处理系统等8部分。测试原理为:三相异步电动机接通电源后,经减速器减速,然后接通电磁离合器,使动力经扭矩传感器最后传到磁流变制动器。系统稳定运转后,通过调节直流稳压电源,对磁流变制动

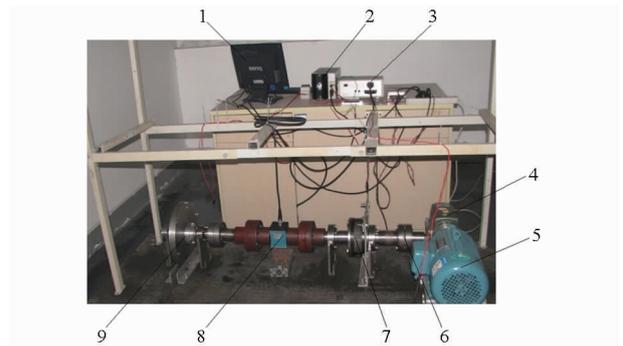


图7 实验测试平台

Fig.7 Experiment bench system of MRB

1. 信号处理系统 2. 直流稳压电源 3. 接线端子 4. 减速器
5. 电动机 6. 联轴器 7. 离合器 8. 扭矩传感器 9. 磁流变制动器

器施加不同的电流,这时制动器在外加磁场作用下产生制动力矩,其大小可由扭矩传感器测得。若制动力矩过大,则离合器会打滑起保护作用。

本次实验主要测试磁流变制动器的输入电流与输出力矩之间的关系,选用 Lord 公司的 MRF-132DG 型磁流变液制动器结构参数为: $R_4 = 150 \text{ mm}$, $R_3 = 137 \text{ mm}$, $R_2 = 130 \text{ mm}$, $R_1 = 25 \text{ mm}$, $l_1 = 11 \text{ mm}$, $l_2 = 9 \text{ mm}$, $\delta = 1 \text{ mm}$, $b = 13 \text{ mm}$,线圈 300 匝。

首先让电动机稳定运行 2 min,达到额定转速 1 430 r/min 后,经减速器减速至 95 r/min,然后接通电磁离合器,并记录磁流变制动器输入电流为 0 时的输出力矩。通过调节直流稳压电源使得制动器的输入电流分别为 0.2、0.4、...、2.0 A (以 0.2 A 为间隔递增),并分别记录各个电流值下的输出力矩,如表 4 中的实际输出力矩所示。为了与理论计算值相对比,表 4 中还列出了理论输出力矩。

表4 输入电流与输出力矩的关系

Tab.4 Relationship of electric current and torque

参数	电流 I/A										
	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
理论输出力矩/(N·m)	0.8	20.2	42.5	65.4	89.6	115.6	143.4	172.1	202.2	233.4	267.3
实际输出力矩/(N·m)	4.6	16.8	26.9	42.5	68.4	91.1	116.5	140.4	164.6	186.2	204.7

6 结果分析

从表4可以看出:

(1)输入电流越大,磁流变制动器的输出力矩越大。在电流为 0.4~1.8 A 范围内,输入电流与输出力矩几乎呈线性关系,这非常有利于制动器的控制,即只要简单地改变电流就可方便控制制动力矩。

(2)在电流为 0 A 时,磁流变液表现出牛顿流体性质,此时输出力矩只是很小的粘性力矩,其理论计算值为 0.8 N·m,但实际测得值是 4.6 N·m,比理论值大。这主要是因为存在着摩擦力矩,如密封羊毛

毡圈与转轴之间的摩擦、轴承内圈和滚子之间的摩擦等,造成了理论值与实际值的偏离。

(3)当励磁线圈通入电流后,磁流变制动器的输出力矩主要为剪切制动力矩,但其实际测得值比理论值小。这主要是因为:在仿真优化设计中,磁流变制动器的壳体是一体的,而在实物中,考虑到加工装配的方便性,实际做成了左壳体、外壳圈和右壳体三部分紧密配合的形式,这样就造成了磁场因壳体中存在结合间隙而减弱的情况,达不到仿真时的强度,因而输出力矩的实际值要比理论值小;实际中存在的漏磁、制动器温升、材质密度不均、制动器加工

装配误差和试验台搭建过程中的偏差等因素都会造成实际测得值比理论值小。

(4) 当电流为 2 A 时,磁流变制动器的实际输出力矩为 204.7 N·m,满足微型汽车 CV6 的 200 N·m 的使用要求,而此时输入电流没有超过励磁线圈的许用值。

7 结束语

提出了一种基于结构与磁路耦合模型仿真分析

的优化设计方法,充分考虑结构与磁路的相互影响,以最大化制动力矩和最小化质量为目标,采用变动权重系数的策略将多目标化为单目标,然后运用 ANSYS 的参数化有限元仿真优化工具进行优化求解,得到磁流变制动器的最佳几何参数。实验和仿真结果表明该设计方案既能满足制动力矩的要求,又能满足磁路设计的要求。

参 考 文 献

- Edward J P, Dilian S, Luis F L, et al. A performance evaluation of an automotive magneto-rheological brake design with a sliding mode controller[J]. *Mechatronics*, 2006, 16(7):405 - 416.
- Nam Y J, Moon Y J, Park M K. Performance improvement of a rotary MR fluid actuator based on electromagnetic design[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2008, 19(6):695 - 705.
- Alireza F, Nader V, Yap F F. Mathematical model of drum-type MR brakes using herschel-bulkley shear model[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2008, 19(5):565 - 572.
- Li W H, Du H. Design and experimental evaluation of a magnetorheological brake[J]. *Advanced Manufacturing Technology*, 2003, 21(7):508 - 515.
- Nam T H, Ahn K K. New approach to designing an MR brake using a small steel roller and MR fluid[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2009, 23(7):1911 - 1923.
- Kerem K, Edward J P, Afzal S. Design considerations for an automotive magnetorheological brake[J]. *Mechatronics*, 2008, 18(8):434 - 447.
- Edward J P, Luis F L, Afzal S. Multidisciplinary design optimization of an automotive magnetorheological brake design[J]. *Computers and Structures*, 2008, 86(3 - 5):207 - 216.
- Rossa C, Jaegy A, Micaelli A, et al. Development of a multilayered wide-ranged torque magnetorheological brake[J]. *Smart Materials and Structures*, 2014, 23(2):1 - 11.
- Rossa C, Jaegy A, Lozada J, et al. Design considerations for magnetorheological brakes [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2014, 19(5):1669 - 1680.
- Tomori H, Midorikawa Y, Nakamura T. Construction of a nonlinear dynamic characteristic model of pneumatic artificial rubber muscle manipulator using the magnetorheological brake[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2012, 23(9):1011 - 1018.
- Sarkar C, Hirani H. Synthesis and characterization of antifriction magnetorheological fluids for brake [J]. *Defence Science Journal*, 2013, 63(4):408 - 412.
- Younis A, Karakoc K, Dong Z, et al. Application of SEUMRE global optimization algorithm in automotive magnetorheological brake design[J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2011, 44(6):761 - 772.
- Nguyen Q H, Choi S B. Selection of magnetorheological brake types via optimal design considering maximum torque and constrained volume[J]. *Smart Materials and Structures*, 2012, 21(1):1 - 12.
- 汪建晓, 孟光, 任小平, 等. 磁流变液制动器的设计与制动性能测试[J]. *机械科学与技术*, 2003, 22(3):406 - 407, 414. Wang Jianxiao, Meng Guang, Ren Xiaoping, et al. Design and static performance test of magnetorheological fluid brake[J]. *Mechanical Science and Technology*, 2003, 22(3):406 - 407, 414. (in Chinese)
- 宋宇. 磁流变液 ABS 制动器结构研究与性能仿真[D]. 哈尔滨:东北林业大学, 2011. Song Yu. Structure research and performance simulation of magnetorheological fluid ABS brake[D]. Harbin: Northeast Forestry University, 2011. (in Chinese)
- 李志华, 朱丰友, 郭林超. 圆筒式磁流变制动器结构设计[J]. *机械设计与研究*, 2008, 24(6):49 - 51. Li Zhihua, Zhu Fengyou, Guo Linchao. Design of a drum-type magnetorheological brake[J]. *Machine Design and Research*, 2008, 24(6):49 - 51. (in Chinese)
- 李志华, 林阳, 朱丰友, 等. 圆筒式磁流变制动器结构与磁路耦合的优化设计[J]. *工程设计学报*, 2009, 16(4):261 - 265. Li Zhihua, Lin Yang, Zhu Fengyou, et al. Optimization design of structure and magnetic circuit for drum-type magnetorheological brake[J]. *Journal of Engineering Design*, 2009, 16(4):261 - 265. (in Chinese)
- 李金伴, 陆一心. 电气材料手册[M]. 北京:化学工业出版社, 2006.
- 李军强, 王娟, 刘今越, 等. 三工作面旋转式磁流变阻尼器设计与实验[J]. *农业机械学报*, 2014, 45(8):314 - 320. Li Junqiang, Wang Juan, Liu Jinyue, et al. Design and experiments of rotary magnetorheological damper with three working surfaces[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(8):314 - 320. (in Chinese)
- 于振环, 刘顺安, 张娜, 等. 磁流变减振器多场耦合仿真分析[J]. *农业机械学报*, 2014, 45(1):1 - 7. Yu Zhenhuan, Liu Shun'an, Zhang Na, et al. Multi-field coupling simulation analysis of MR damper[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(1):1 - 7. (in Chinese)