

# 圆环流磁流变阀压降性能分析与试验

胡国良 李海燕 张海云

(华东交通大学机电工程学院,南昌 330013)

**摘要:** 磁流变阀是一种以磁流变液为工作介质的智能控制器件,其进出口压差可调且响应速度快的特点使其在减振抗震系统中具有广泛的应用前景。设计了一种典型的阻尼间隙为圆环流动式的圆环流磁流变阀,对其工作原理进行了阐述,同时推导了圆环流磁流变阀的压降数学模型。采用有限元法(FEM)和计算流体力学法(CFD)分别对圆环流磁流变阀的电磁场和流场进行了建模仿真,分析了不同电流下磁流变阀压降变化规律,仿真结果表明圆环流磁流变阀的压降随着加载电流的增大而增大,并且逐渐趋于饱和;同时采用FEM方法得到的最大压降为948 kPa,采用CFD方法得到的最大压降为1 079 kPa。搭建了圆环流磁流变阀压降性能试验台,对不同电流及不同负载下的磁流变阀压降性能进行了试验分析,并与仿真结果进行了对比,结果表明试验压降变化趋势与两种仿真方法得出的压降变化基本相符,试验测试得到的最大压降为662 kPa。同时,试验结果表明外加负载对圆环流磁流变阀压降大小变化基本无影响。

**关键词:** 磁流变阀;圆环流;压降;性能分析

**中图分类号:** TH137.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)03-0381-08

## Performance Analysis and Experimental Tests of Pressure Drop of Annular Type Magnetorheological Valve

Hu Guoliang Li Haiyan Zhang Haiyun

(School of Mechatronic Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

**Abstract:** The magnetorheological (MR) valve is a smart control mechanism that using the magnetorheological fluid as the working fluid. The advantages of regulating pressure drop and fast response time make it has a promising application prospects in the vibration attenuating system. In this paper, an annular type MR valve with a fluid flow resistance gap of 2.5 mm was proposed; the working principle of the MR valve was expounded in detail. At the same time, the mathematical model of pressure drop was derived based on the Bingham model. The electromagnetic field model and fluid flow filed model were established using the finite element method (FEM) and computational fluid dynamics (CFD), respectively. The changes of the pressure drop under different applied currents were analyzed using both of simulation methods, and the simulation result of pressure drop in the FEM method was accorded with that in CFD method. The maximum pressure drop using the FEM method was 948 kPa, while the maximum pressure drop using the CFD method was 1 079 kPa. Finally, the experimental test rig was set up to investigate the pressure drop of the proposed MR vale under different applied currents and different loading cases, the test results show that the maximum pressure drop is 662 kPa at the applied current of 1.8 A, and the pressure drop is independent of the loading cases. Furthermore, the experimental results were compared to the simulation results too, and they are accorded with each other to some extent. In a word, the relevant results can provide some guidance for the design of other types of MR valves.

**Key words:** MR valve; annular fluid flow; pressure drop; performance analysis

收稿日期: 2015-08-01 修回日期: 2015-09-01

基金项目: 国家自然科学基金项目(51165005, 51475165, 11462004)和江西省自然科学基金项目(20151BAB206035)

作者简介: 胡国良(1973—),男,教授,博士,主要从事流体传动及控制、磁流变阀及磁流变阻尼器研究, E-mail: glhu@ecjtu.edu.cn

## 引言

传统的液压控制阀由于包含有活动的机械部件,使得控制阀结构比较复杂,加工要求高、体积大,还存在不易控制、响应慢、工作噪声大等不足。借助于磁流变液的磁流变特性随外界磁场强度的改变而瞬变的特点,以磁流变液为工作介质的磁流变阀能较好地解决这些问题<sup>[1-2]</sup>。典型的磁流变阀阀芯和阀体相对固定,机械结构较传统液压控制阀简单且运动稳定,只需控制激励电流大小就可达到所需的进出口压差,操作方便且响应速度快<sup>[3-4]</sup>。

王代华等<sup>[5-6]</sup>提出了一种组合圆环型和圆盘型液流通道的磁流变阀,并对其压降性能进行了仿真和试验研究。吴张永等<sup>[7]</sup>提出了一种工作间隙中置的单线圈型磁流变阀,并对其性能特性进行了仿真分析研究。NGUYEN等<sup>[8-10]</sup>采用有限元法对单线圈、双线圈和三线圈以及圆环圆盘组合型这4种不同结构的磁流变阀进行了仿真优化及分析。SALLOOM等<sup>[11-13]</sup>提出了一种三位四通式磁流变比例方向阀,仿真和试验结果表明该磁流变阀可以代替传统的方向阀来控制液压执行器。IMADUDDIN等<sup>[14-15]</sup>提出了一种由多级圆环型和圆盘型液流通道共同组成的蜿蜒式磁流变阀,仿真和试验也表明该阀能产生2.5 MPa的压降。HADADIAN等<sup>[16]</sup>采用有限元分析法、响应曲面法与试验设计相结合的设计方法对单线圈圆环流磁流变阀结构参数进行了优化分析。本课题组也对双线圈型磁流变阀和阻尼间隙可调式磁流变阀进行了压降性能仿真及相关试验研究<sup>[17-19]</sup>。

综上所述,国内外学者关于磁流变阀的研究主要集中在如何通过改变磁流变液的液流通道形式以及增加阻尼长度等结构设计来达到增加压降的目的,而如何通过阻尼间隙的电磁场设计及流场设计来得出磁流变阀压降变化的规律则很少涉及。基于此,本文针对典型的圆环流磁流变阀结构,采用有限元FEM方法和计算流体力学CFD方法对磁流变阀的压降特性进行系统分析,并搭建试验台进行压降试验。

## 1 圆环流磁流变阀工作原理与压降数学方程推导

### 1.1 圆环流磁流变阀工作原理

图1所示为圆环流磁流变阀结构原理图,图2为圆环流磁流变阀实物零件图和装配图。该磁流变阀主要由阀体、阀芯、定位块、定位盘、端盖、定位销

及励磁线圈等零件组成。其中,阀体和阀芯由低碳钢导磁材料制成,其余零件均由不锈钢不导磁材料制成。阀芯的圆环形凹槽内缠绕有励磁线圈,励磁线圈的两根导线经阀芯上的引线槽最终由端盖上的引线孔穿出。阀芯外圆周面和阀体内圆周表面之间围成的圆环形通道形成磁流变液的液流通道。阀芯的轴向定位通过定位销固定连接定位盘和定位块来实现,保证了阀体与阀芯之间的间隙,即圆环流阻尼间隙固定不变,本设计中的圆环流阻尼间隙为2.5 mm。

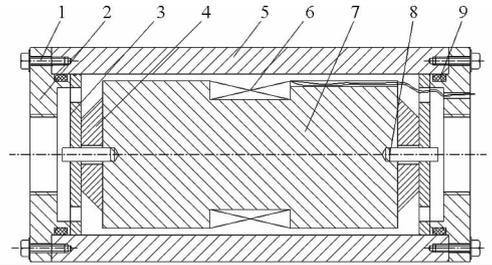


图1 圆环流磁流变阀结构原理图

Fig. 1 Schematic structure of annular type MR valve

1. 螺钉 2. 端盖 3. 定位盘 4. 定位块 5. 阀体 6. 励磁线圈
7. 阀芯 8. 定位销 9. 密封圈



(a) 圆环流磁流变阀主要元零件



(b) 圆环流磁流变阀装配图

图2 圆环流磁流变阀实物图

Fig. 2 Prototyping of annular type MR valve

1. 螺钉 2. 端盖 3. 定位盘 4. 定位块 5. 阀体 6. 励磁线圈
7. 阀芯 8. 定位销 9. 密封圈

图3所示为圆环流磁流变阀主要磁路参数,表1为对应于图3中各结构参数值。由图3可以看出,在磁场作用下,阀芯、阀体和磁流变液的液流通道之间形成闭合磁路。当向励磁线圈输入一定大小的电流时,由于电磁效应使得圆环流阻尼间隙内产生磁场。在外加磁场作用下,磁流变液在毫秒级时

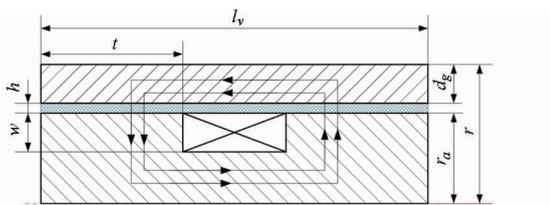
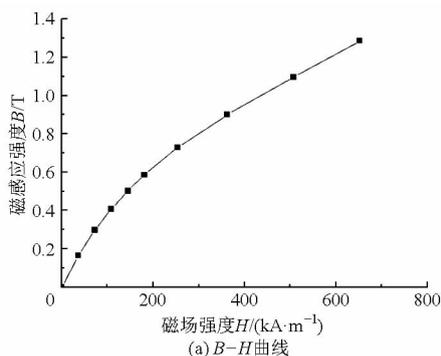


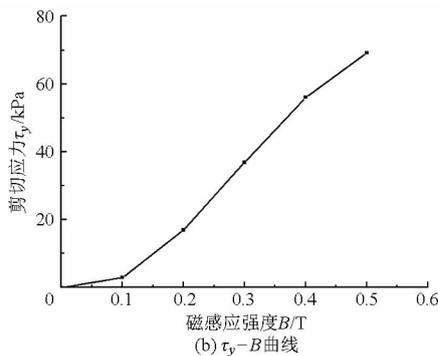
图 3 圆环流磁流变阀关键结构参数

Fig. 3 Key dimensions of annular type MR valve

间内可由流动状态良好的液态转变成类固态,呈现出粘塑性流体,并表现出一定的抗剪切屈服应力,且随外加磁场强度的增大而增大,直至磁流变液达到饱和状态,从而在磁流变阀的进出口处产生压力差。通过调节励磁线圈中电流大小,可实现对阻尼间隙内压差的实时控制进而达到控制圆环流磁流变阀压降的目的。



(a) B-H 曲线



(b) \$\tau\_y\$-B 曲线

图 4 MRF-J01T 型磁流变液特性曲线

Fig. 4 Properties of MRF-J01T type MR fluid

应用最小二乘法对图 4b 中 \$\tau\_y\$-B 曲线进行三次多项式拟合,可得出 \$\tau\_y\$ 和 \$B\$ 之间的关系式

$$\tau_y = a_3 B^3 + a_2 B^2 + a_1 B + a_0 \quad (1)$$

式中, \$a\_3 = -984.2742 \text{ kPa}/T^3\$, \$a\_2 = 865.3901 \text{ kPa}/T^2\$, \$a\_1 = -48.4644 \text{ kPa}/T\$, \$a\_0 = 0.0182 \text{ kPa}\$。

### 1.3 圆环流磁流变阀压降数学方程

圆环流磁流变阀励磁线圈通电时,磁流变液呈现出的剪切应力使磁流变阀的进出口产生压降。圆环流磁流变阀的压降 \$\Delta p\$ 分别由磁流变液流动过程中产生的粘滞压降 \$\Delta p\_\eta\$ 和克服磁场下屈服强度的屈服压降 \$\Delta p\_\tau\$ 组成,可表示为

$$\Delta p = \Delta p_\eta + \Delta p_\tau \quad (2)$$

圆环流磁流变阀的阻尼间隙沿基面打开可近似看成长为 \$l\$ (\$l = 2\pi r\_a\$)、宽为 \$h\$ 的平行平板模型。图 5 所示为平行平板模型中微小单元的受力分析简图,假设进口端压力为 \$p\_1\$,出口端压力为 \$p\_2\$。

根据受力平衡可以得到关系式

$$p dy + (\tau + d\tau) dx = (p + dp) dy + \tau dx \quad (3)$$

式中 \$p\$——流体压力, Pa

\$\tau\$——剪切应力, Pa

化简得

表 1 圆环流磁流变阀主要结构参数

Tab. 1 Parameter values of annular type MR valve

参数	数值
阀体半径 \$r/\text{mm}\$	40
阀体厚度 \$d_g/\text{mm}\$	10
阀体长度 \$l_y/\text{mm}\$	110
阀芯半径 \$r_a/\text{mm}\$	27.5
绕线槽深度 \$w/\text{mm}\$	7
圆环阻尼间隙 \$h/\text{mm}\$	2.5
绕线槽与绕线架之间距离 \$l/\text{mm}\$	40

### 1.2 磁流变液工作特性

圆环流磁流变阀的工作介质磁流变液选用重庆材料研究所生产的 MRF-J01T 型磁流变液。图 4 所示为该磁流变液的特性曲线,从图中可以看出:当磁流变液的磁场强度 \$H\$ 增大时,磁感应强度 \$B\$ 也增大;同时外加磁感应强度 \$B\$ 增大时,剪切应力 \$\tau\_y\$ 也随之增大。

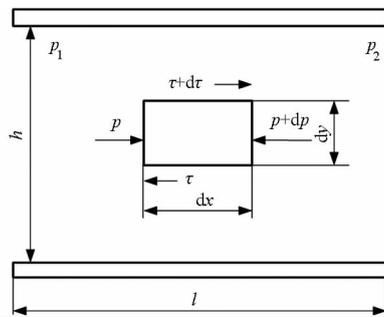


图 5 平行平板中微小单元受力图

Fig. 5 Microcell stress diagram of parallel plate gap

$$\frac{d\tau}{dy} = \frac{dp}{dx} \quad (4)$$

通过边界条件和积分最终可得出粘滞压降 \$\Delta p\_\eta\$ 和屈服压降 \$\Delta p\_\tau\$ 为

$$\Delta p_\eta = \frac{6\mu l_v q}{\pi r_a h^3} \quad (5)$$

$$\Delta p_\tau = \frac{4l\tau_y}{h} \quad (6)$$

式中 \$\mu\$——零场粘度,取 \$0.8 \text{ Pa}\cdot\text{s}\$

\$q\$——系统体积流量, \$\text{L}/\text{min}\$

将式(5)、(6)代入式(2)中,可得到圆环流磁流变阀的压降数学方程为

$$\Delta p = \frac{6\mu l_v q}{\pi r_a h^3} + \frac{4t\tau_y}{h} \quad (7)$$

由式(1)和式(7)可知,在磁流变阀结构参数确定的情况下,只要知道阻尼间隙处的磁感应强度  $B$ ,便可求出相对应剪切屈服应力  $\tau_y$ ,从而可得出该电流下的压降。

## 2 圆环流磁流变阀压降电磁场与流场仿真分析

### 2.1 FEM 方法分析圆环流磁流变阀压降性能

为了直观了解圆环流磁流变阀的压降性能,采用有限元仿真软件 ANSYS 电磁场模块(FEM 方法)进行静态磁场仿真。考虑到圆环流磁流变阀截面为规则的轴对称图形,在不影响仿真精度的前提下,取截面的 1/2 作为仿真对象,以减少计算量。建立的圆环流磁流变阀有限元模型如图 6 所示,主要由阀体、阻尼间隙、励磁线圈及阀芯 4 个区组成。

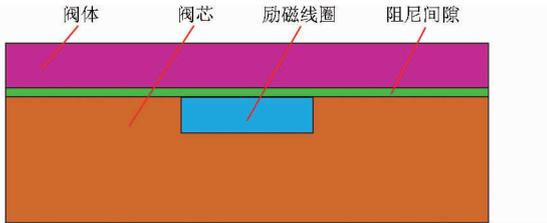


图 6 圆环流磁流变阀有限元模型

Fig. 6 Finite element model of annular type MR valve

有限元模型建立好后,对其采取 Smartsize 为 1 的智能网格划分,对阻尼间隙区域进行 3 次重复划分,网格划分结果如图 7 所示。

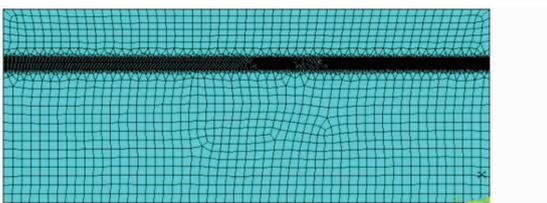
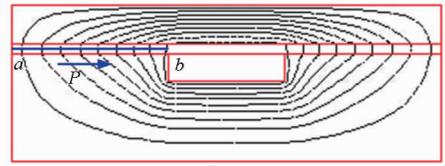


图 7 圆环流磁流变阀网格划分结果

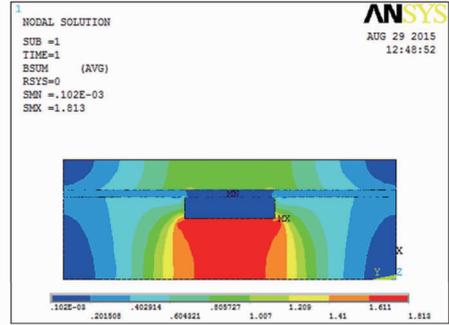
Fig. 7 Meshing grid of annular type MR valve

当给励磁线圈施加  $I=1\text{ A}$  的直流电流,系统流量  $q=4\text{ L/min}$  时,其电磁场仿真结果如图 8 所示。其中,图 8a 为圆环流磁流变阀的磁力线分布,由图可观察到产生的磁力线几乎全部垂直穿过有效阻尼间隙区域。图中  $ab$  线段长度表示该阀一端有效阻尼间隙中间的路径, $P$  为路径走向( $a$  为路径起点, $b$  为路径终点),对中间段路径  $ab$  上各点磁感应强度进行积分从而得出阻尼间隙内的平均磁感应强度  $\bar{B}$ ;图 8b 中不同颜色代表不同磁感应强度大小,从图中可看出阻尼间隙处的磁感应强度分布均匀;图 8c 为圆环流磁流变阀定义路径处各点磁感应强

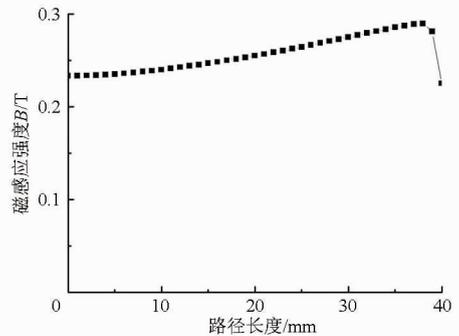
度大小,间隙中间段靠近激励线圈部位的磁感应强度逐渐增大,接近绕线槽处磁感应强度迅速降低直至趋于零。



(a)磁力线分布



(b)磁感应强度应力云图



(c)阻尼间隙内磁感应强度分布

图 8 圆环流磁流变阀电磁场仿真结果

Fig. 8 Electromagnetic field simulation

通过改变电流的大小,可以得到如图 9 所示不同加载电流下对应的平均磁感应强度和压降。由图可知,当电流逐渐增加时,平均磁感应强度也增大,平均磁场强度的最大值为  $0.308\text{ T}$ ;压降也随着电流的增加而增大,并慢慢趋于饱和,压降最大值为  $948\text{ kPa}$ 。

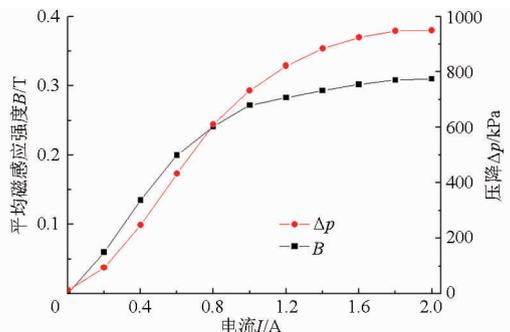


图 9 平均磁感应强度及压降变化曲线

Fig. 9 Change of average magnetic flux density and pressure drop of annular type MR valve

### 2.2 CFD 方法分析圆环流磁流变阀压降性能

采用 FEM 方法对圆环流磁流变阀的电磁场仿真可知,励磁线圈绕线槽中间段阻尼间隙处受到平

行磁场作用,而平行磁场对压降及流动速度几乎没有影响,因此忽略中间段阻尼间隙,将左右两段阻尼间隙合并一起进行流场分析。采用 Fluent 流场仿真软件中的 Gambit 建立圆环流磁流变阀的 2D 流体力学模型(CFD 方法),生成如图 10 所示的网格模型。

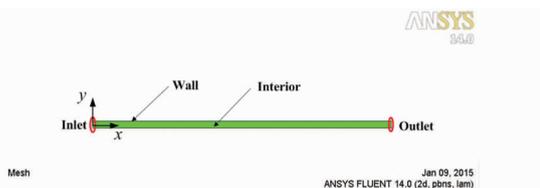


图 10 圆环流磁流变阀流体力学模型

Fig. 10 CFD model of annular type MR valve

以速度入口和压力出口为边界条件,且壁面设置为无滑移,压力求解器采用 SIMPLE 算法,同时采用二阶迎风策略求解动量方程。定义好圆环流磁流变阀初始条件后,添加磁流体模块,在通入  $I = 1.8 \text{ A}$  电流即施加平行于  $y$  轴的恒定平均磁感应强度  $0.308 \text{ T}$ 。加载后的仿真结果如图 11 所示。图 11a 为压降等值图,从图中看出圆环流磁流变阀的入口压力最大,而后逐渐减小至出口压力,入口压力为  $1180 \text{ kPa}$ ,出口压力为  $101 \text{ kPa}$ ,计算得压降为  $1079 \text{ kPa}$ 。图 11b 为速度等值图,圆环流阻尼间隙靠近中间速度最大,靠近壁面的磁流变液速度为零。

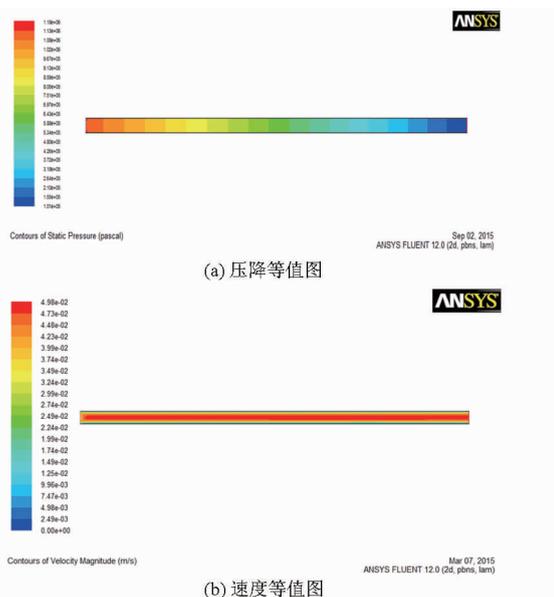


图 11 圆环流磁流变阀流场仿真结果

Fig. 11 Fluid simulation of annular type MR valve

为了更直观地分析圆环形阻尼间隙内的磁流变液速度分布规律,沿图 10 所示  $x$  轴方向依次截取  $10 \text{ mm}$ 、 $30 \text{ mm}$ 、 $50 \text{ mm}$  和  $70 \text{ mm}$  处的速度分布,得如图 12 所示曲线。从  $x = 30 \text{ mm}$  开始依次在上一组数据上叠加  $50 \text{ mm/s}$  将曲线分开,呈现出不同轴向位移下的速度曲线图,从图中可明显看出阻尼间隙内的磁流变液呈现出宾汉姆流体流动状态。

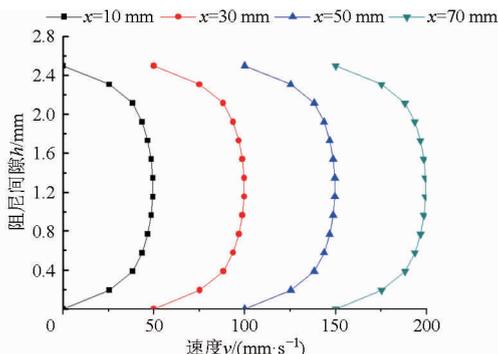


图 12 圆环流阻尼间隙不同位置处速度分布

Fig. 12 Velocity distribution under different positions

### 2.3 两种仿真方法下的磁流变阀压降对比

图 13 所示为圆环流磁流变阀由 FEM 方法和 CFD 方法得到的压降曲线图,从图中可知采用 CFD 方法得到的磁流变阀压降略比采用 FEM 方法得到的压降大。这主要是因为两种仿真环境下的仿真参数设置形式不同;另外, FEM 方法中磁流变液的  $\tau_y - B$  拟合曲线是近似模型,在数据迭代过程中存在一些小误差。但总体来说,两种仿真模型下的圆环流磁流变阀压差波动在允许范围之内。

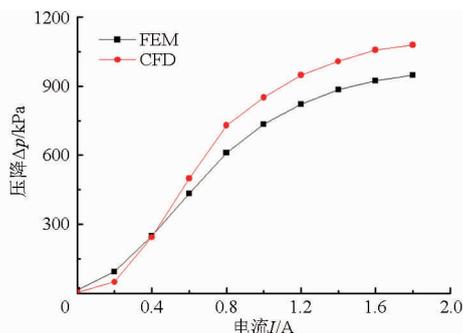


图 13 两种仿真方法得到的磁流变阀压降曲线

Fig. 13 Pressure drop under applied currents with two typical simulation methods

## 3 圆环流磁流变阀压降性能试验分析

### 3.1 压降性能测试台搭建

图 14 所示为搭建的圆环流磁流变阀压降性能测试试验台。该试验台的动力源由电动机驱动齿轮式定量泵完成,定量泵的系统流量为  $4 \text{ L/min}$ ;电源分别给压力传感器 I 和 II 以及励磁线圈供电;压力传感器 I 测量圆环流磁流变阀进口处的压力,压力传感器 II 测量圆环流磁流变阀出口处的压力;溢流阀 I 作为安全阀,连接于齿轮泵和待检测的圆环流磁流变阀进口之间;溢流阀 II 则为测试系统提供模拟负载,连接于待检测的圆环流磁流变阀出口和油箱之间;数据采集卡分别实时采集压力传感器 I 和 II 测得的压力数据,同时将采集的压力数据传输到计算机 LabVIEW 界面。

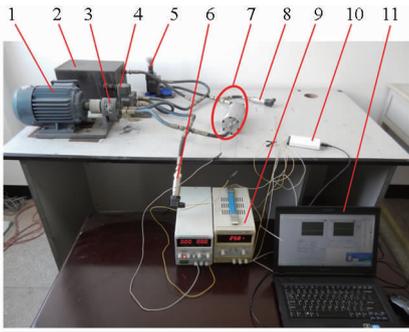


图 14 圆环流磁流变阀压降性能测试试验台

Fig. 14 Experimental test rig of pressure drop of annular type MR valve

1. 电动机 2. 油箱 3. 泵 4. 溢流阀 I 5. 溢流阀 II 6. 压力传感器 II 7. 磁流变阀 8. 压力传感器 I 9. 电源 10. 采集卡 11. 控制界面

图 15 所示为采用 NI 公司的 LabVIEW 软件搭建的圆环流磁流变阀压降性能测试界面。整个测试界面分为 4 部分: I 为信号采集部分, 主要完成数据采集卡参数设置、采集信号显示、励磁电流及标杆长度参数输入; II 为信号滤波部分, 主要完成信号滤波参数的设置及滤波后信号显示; III 为信号转换部分, 可实现待检测的进口压力和出口压力电压信号到物理参数的转换; IV 为数据记录部分, 可实时显示要检测的进口和出口压力等相关试验数据。

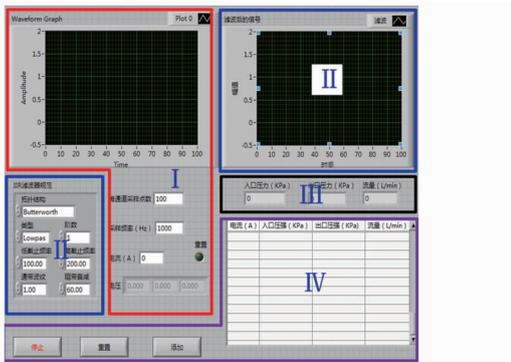


图 15 测试平台 LabVIEW 界面

Fig. 15 LabVIEW interface of the test rig

### 3.2 压降性能测试分析

通过手动调节电源给励磁线圈施加一定大小的电流, 可获得不同加载电流下的圆环流磁流变阀进口压力及出口压力, 进而得到所需的压降。图 16 所示为圆环流磁流变阀进口压力、出口压力及压降随电流的变化规律。从图中可以看出: 随着电流的增加, 进口压力和压降也随之增大, 但出口压力基本保持不变。当电流施加到 1.8 A 时, 最大压降为 662 kPa。试验过程中, 电流施加到 1.5 A 左右时, 进口压力和出口压力存在着一定的波动, 这是由齿轮泵的出口压力不稳定造成的, 但是压降的增长趋势并未受影响。与图 13 仿真曲线相比, 试验测得的压

降数据较 FEM 方法和 CFD 方法得到的仿真压降要小些, 主要原因在于磁流变液存在剪切增稠效应, 而仿真过程中采用的宾汉姆流体模型则忽略了这种效应; 另外在施加电流过程中, 磁流变液由单链结构集聚成柱状结构时, 会使得仿真过程中的饱和和屈服应力大于试验条件下的饱和和屈服应力<sup>[20-21]</sup>。但总体而言, 两种仿真方法下得到的压降随电流变化趋势与试验压降随电流变化趋势一致, 并且仿真和试验的压降差值不大, 从一定程度上反映了仿真方法对试验测试的指导意义。

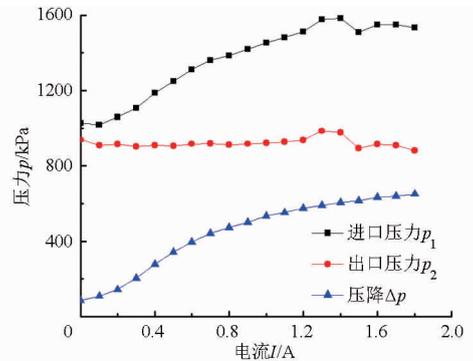


图 16 圆环流磁流变阀压力变化曲线

Fig. 16 Pressure of annular type MR valve

通过调节溢流阀 II 的旋钮, 改变模拟负载的施压能力, 分别测试不同负载下压降随电流的变化。其中负载 0 为溢流阀 II 的旋钮处于初始状态, 也就是溢流阀 II 阀口处于最大开度时的工况; 负载 1 为溢流阀 II 的旋钮顺时针方向旋转 1 圈的工况; 负载 2 为溢流阀 II 的旋钮顺时针方向旋转 2 圈的工况; 负载 3 为溢流阀 II 的旋钮顺时针方向旋转 3 圈的工况。图 17 所示为圆环流磁流变阀在不同负载下的压降变化曲线, 图中 4 种负载工况下的压降曲线基本重合, 可见模拟负载不会对压降大小产生很大影响。这种压降不随负载变化的特性使得磁流变阀可作为主动控制元件用于控制执行机构在高频响范围内作相应运动。例如, 圆环流磁流变阀可作为旁通阀用于控制磁流变阀阻尼器, 可有效增大磁流变阻尼器的阻尼力可调范围, 从而使得阻尼器适用于不

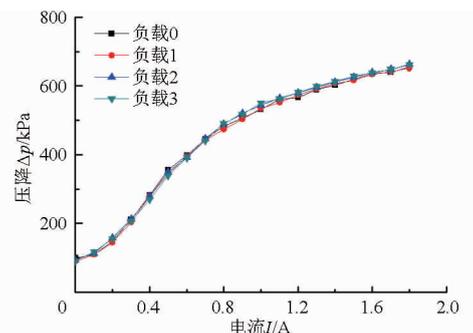


图 17 不同负载下的压降曲线

Fig. 17 Pressure drops at different load cases

同阻尼工况的减振抗震应用场合。

除了考虑不同负载工况对压降特性的影响外,还研究了电流加载方式对压降特性的影响,测试过程中按照电流从 0 A 逐次增加到 1.8 A,随后从 1.8 A 依次递减到 0 A 这样一种加载和卸载方式。图 18 为圆环流磁流变阀压降滞回曲线测试结果。从图中可看出,压降随着电流加载过程逐渐增大直至饱和;电流卸载过程中压降也随之减小,并存在着滞回现象。从图中还可观察到卸载时的压降大于加载过程

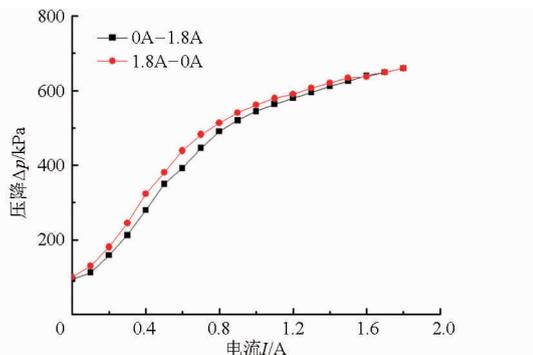


图 18 圆环流磁流变阀压降滞回曲线

Fig. 18 Hysteresis of pressure drop of annular type MR valve

中的压降,这是由电流卸载过程中励磁线圈周围的导磁材料存在磁滞引起的。

## 4 结论

推导了圆环流磁流变阀压降数学公式,采用 FEM 方法和 CFD 方法分别对圆环流磁流变阀压降特性进行了仿真分析,并搭建试验台进行了压降试验测试,得出以下结论:

(1)圆环流阻尼间隙大小为 2.5 mm、加载电流为 1.8 A 时,圆环流阻尼间隙处的平均磁场强度为 0.308 T,采用 FEM 方法得到的最大压降为 948 kPa,采用 CFD 方法得到的最大压降为 1 079 kPa;试验测试最大压降为 662 kPa。

(2)外加负载对圆环流磁流变阀压降大小基本无影响。这种压降不随负载变化的特性可使磁流变阀用于控制执行机构在高频响范围内作相应运动。

(3)圆环流磁流变阀卸载压降大于加载压降,这是由电流卸载过程中励磁线圈周围的导磁材料存在磁滞引起的。

## 参 考 文 献

- KOSTAMO E, KOSTAMO J, KAJASTE J, et al. Magnetorheological valve in servo applications [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2012, 23(9): 1001 - 1010.
- 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 magnetorheological fluid in transmission device [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2013, 44(4): 287 - 292. (in Chinese)
- ZHU X, JING X, CHENG L. Optimal design of control valves in magnetorheological fluid dampers using a nondimensional analytical method [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2013, 24(1): 108 - 129.
- ABD FATAH A Y, MAZLAN S A, KOGA T, et al. A review of design and modeling of magnetorheological valve [J]. *International Journal of Modern Physics B*, 2015, 29(4): 1530004.
- 王代华, 艾红霞. 一种高效磁流变阀及其特性测试[J]. *功能材料*, 2006, 37(7): 1179 - 1182.  
WANG Daihua, AI Hongxia. A high efficient magnetorheological valve and its testing [J]. *Journal of Functional Materials*, 2006, 37(7): 1179 - 1182. (in Chinese)
- WANG D H, AI H X, LIAO W H. A magnetorheological valve with both annular and radial fluid flow resistance gaps [J]. *Smart Materials and Structures*, 2009, 18(11): 1 - 16.
- 吴张永, 王京涛, 王娴, 等. 基于磁流变液的磁流变阀设计与研究[J]. *昆明理工大学学报:自然科学版*, 2012, 37(4): 48 - 51.  
WU Zhangyong, WANG Jingtao, WANG Xian, et al. Design and research of magnetorheological valve on magnetorheological fluid [J]. *Journal of Kunming University of Science and Technology: Natural Science Edition*, 2012, 37(4): 48 - 51. (in Chinese)
- NGUYEN Q H, HAN Y M, CHOI S B, et al. Geometry optimization of MR valves constrained in a specific volume using the finite element method [J]. *Smart Materials and Structures*, 2007, 16(6): 2242 - 2252.
- NGUYEN Q H, CHOI S B, WERELEY N M. Optimal design of magnetorheological valves via a finite element method considering control energy and a time constant [J]. *Smart Materials and Structures*, 2008, 17(2): 1 - 12.
- NGUYEN Q H, CHOI S B, LEE Y S, et al. An analytical method for optimal design of MR valve structures [J]. *Smart Materials and Structures*, 2009, 18(9): 1088 - 1100.
- SALLOOM M Y, SAMAD Z. Magneto-rheological directional control valve [J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2012, 58(1-4): 279 - 292.
- SALLOOM M Y, SAMAD Z. Design and modeling magneto rheological directional control valve [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2012, 23(2): 155 - 167.
- Salloom M Y. Intelligent magneto-rheological fluid directional control valve [J]. *International Journal of Innovation, Management and Technology*, 2013, 4(4): 406 - 409.
- IMADUDDIN F, MAZLAN S A, RAHMAN M A A, et al. A high performance magnetorheological valve with a meandering flow

- path [J]. *Smart Materials and Structures*, 2014, 23(6): 1–11.
- 15 IMADUDDIN F, MAZLAN S A, ZAMZURI H, et al. Design and performance analysis of a compact magnetorheological valve with multiple annular and radial gaps [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2015, 26(9): 1038–1049.
- 16 HADADIAN A, SEDAGHATI R, ESMAILZADEH E. Design optimization of magnetorheological fluid valves using response surface method [J]. *Journal of Intelligent Material System and Structures*, 2014, 25(11): 1352–1371.
- 17 HU G, LONG M, HUANG M, et al. Design, analysis, prototyping, and experimental evaluation of an efficient double coil magnetorheological valve[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2014(6): 403410.
- 18 胡国良, 黄敏, 喻理梵, 等. 双线圈磁流变阀结构参数对压降特性的影响分析[J]. *液压与气动*, 2014(1): 89–92.  
HU Guoliang, HUANG Min, YU Lifan, et al. Effect analysis of structure parameters on pressure drop for a double-coil magnetorheological valve [J]. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 2014(1): 89–92. (in Chinese)
- 19 HU G, LONG M, YU L, et al. Design and performance evaluation of a novel magnetorheological valve with a tunable resistance gap [J]. *Smart Materials and Structures*, 2014, 23(12): 127001.
- 20 TANG X, ZHANG X, TAO R, et al. Structure-enhanced yield stress of magnetorheological fluids [J]. *Journal of Applied Physics*, 2000, 87(5): 2634–2638.
- 21 ISMAIL I, MAZLAN S A, ZAMZURI H, et al. Fluid-particle separation of magnetorheological fluid in squeeze mode [J]. *Japanese Journal of Applied Physics*, 2012, 51(6R): 067301.
- 

(上接第 372 页)

- 6 ZHANG J, ZHAO Y, JIN Y. Kinetostatic-model-based stiffness analysis of Exechon PKM[J]. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 2016, 37: 208–220.
- 7 BI Z M. Kinetostatic modeling of Exechon parallel kinematic machine for stiffness analysis [J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2014, 71(1–4): 325–335.
- 8 LI X, ZLATANOV D, ZOPPI M, et al. Stiffness estimation and experiments for the Exechon parallel self-reconfiguring fixture mechanism[C] // ASME 2012 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2012: 637–645.
- 9 ZHANG J, ZHAO Y Q, JIN Y. Elastodynamic modeling and analysis for an Exechon parallel kinematic machine[J]. *ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 2016, 138(3): 031011.
- 10 BI Z M, KANG B. An inverse dynamic model of over-constrained parallel kinematic machine based on Newton–Euler formulation [J]. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2014, 136(4): 041001.
- 11 TANG T F, ZHAO Y Q, ZHANG J, et al. Conceptual design and workspace analysis of an Exechon-inspired parallel kinematic machine[C] // 3rd ASME/IFTOMM International Conference on Reconfigurable Mechanisms and Robotics, ReMAR 2015, in press, Paper No. 72.
- 12 RIZK R, FAUROUX J C, MUMTEANU M, et al. A comparative stiffness analysis of a reconfigurable parallel machine with three or four degrees of mobility[J]. *Journal of Machine Engineering*, 2006, 6(2): 45–55.
- 13 PIRAS G, CLEGHORN W L, MILLS J K. Dynamic finite-element analysis of a planar high-speed, high-precision parallel manipulator with flexible links[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2005, 40(7): 849–862.
- 14 ZHANG D, WANG L. Conceptual development of an enhanced tripod mechanism for machine tool[J]. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 2005, 21(4): 318–327.
- 15 MAJOU F, GOSSELIN C, WENGER P, et al. Parametric stiffness analysis of the Orthoglide[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2007, 42(3): 296–311.
- 16 CECCARELLI M, CARBONE G. A stiffness analysis for CaPaMan (Cassino parallel manipulator)[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2002, 37(5): 427–439.
- 17 DAVID H. *Fundamentals of finite element analysis*[M]. New York: McGraw-Hill, 2014.