doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.04.048

径向流和圆环流磁流变阀压降性能分析与试验

胡国良[1]　李海燕[1]　李卫华[2]

(1.华东交通大学机电工程学院,南昌 330013;2.卧龙岗大学机械、材料与机电一体化学院,NSW 2522)

摘要:设计了径向流动式和圆环流动式 2 种不同液流通道结构的磁流变阀,并分别对其工作原理进行了阐述;推导了径向流和圆环流磁流变阀的压降数学模型。采用有限元法(FEM)分别对径向流和圆环流磁流变阀的电磁场进行了建模仿真,在结构参数和磁场参数相等的情况下分析了径向流和圆环流 2 种液流通道结构的磁流变阀压降变化规律。搭建了磁流变阀压降性能试验台,对不同加载电流及不同模拟负载下的径向流和圆环流磁路变阀的压降性能进行了试验分析。仿真和试验结果均表明同样结构参数和磁场参数下的径向流磁流变阀产生的压降大于圆环流磁流变阀产生的压降。

关键词:磁流变阀;压降;径向流;圆环流;有限元分析

中图分类号:TH137.5　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2016)04-0364-08

Comparison and Experiment of Pressure Drop of Radial and Annular Type Magnetorheological Valves

Hu Guoliang[1]　Li Haiyan[1]　Li Weihua[2]

(1. *School of Mechatronic Engineering*, *East China Jiaotong University*, *Nanchang* 330013, *China*

2. *School of Mechanical*, *Materials and Mechatronic Engineering*, *University of Wollongong*, *NSW* 2522, *Australia*)

Abstract: The magnetorheological (MR) valve is a smart control mechanism using the magnetorheologcial fluid as the working fluid. The advantages of regulating pressure drop and fast response time make the valve have a promising application prospects in the hydraulic servo system, and the MR valve can also be used as a bypass valve to control the MR damper, which can be applied to the different types of vibration attenuating system. The change of pressure drop of MR valve considering radial and annular fluid flow paths was outlined through theory analysis, numerical simulation and experimental verification. The magnetized resistance gaps of both MR valves were constrained within a width of 2.5 mm and a length of 80 mm. The mathematical models of pressure drop of both MR valves were derived separately. The finite element modelling was carried out using ANSYS/Emag software to investigate the distribution of magnetic flux density and dynamic yield stress, and the analytical pressure drop was also obtained, the maximum theoretical pressure drops for the radial and annular type MR valves are 1 930 kPa and 982 kPa respectively. Furthermore, a test rig was set up to test the pressure drop under different applied direct currents and different load cases, the maximum experimental pressure dropts for the radial and annular type MR valves are 950 kPa and 660 kPa, respectively. The simulation and experimental results showed that the pressure drop of the radial type MR valve was superior to that of annular type MR valve under the same geometry conditions and the same electromagnetic parameters. The results can provide a new guideline for design of other types MR valve.

Key words: magnetorheological valve; pressure drop; radial fluid flow; annular fluid flow; finite element analysis

收稿日期:2015-09-28　修回日期:2015-11-02

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,博士生导师,主要从事磁流变智能器件及结构、流体传动及控制研究,E-mail:glhu@ecjtu.edu.cn

引言

液压系统中，方向阀、流量阀及压力阀等液压控制阀常用来控制执行机构的运动方向、运动速度及负载压力等。这些控制阀均包含有活动的机械部件，使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[1-2]。借助于智能材料磁流变液的磁流变特性随外界磁场强度的变化而瞬变的特点，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[3-5]。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，改变阻尼间隙处的磁场强度，就可获得可控的进出口压差，操作方便且响应速度快[6]。

王庆辉等[7]设计了一种磁流变数字阀，并采用脉宽调制对该磁流变阀的压力和流量进行了仿真控制分析。王海霞等[8]在偏心振动台上对磁流变压力阀进行了性能试验及数据分析，试验结果表明可对磁流变压力阀的调定压力进行数字化精确控制。SALLOOM 等[9-11]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代替传统的方向阀来控制液压执行器。IMADUDDIN 等[12-13]提出了一种蜿蜒式液流通道的紧凑型磁流变阀，其液流通道由多个中心小孔流动、圆环流动和圆盘流动顺序串联组合而成，仿真和试验表明该磁流变阀能产生 2.5 MPa 的压降。AYDAR 等[14]提出了一种由永磁铁和励磁线圈共同作用的圆盘式磁流变阀，并把该阀安装在阻尼器上，通过控制系统产生的磁场强度实现对阻尼器的双向控制，试验结果表明当永磁铁和励磁线圈产生的磁场方向相同时，其输出阻尼力可增大一倍。本课题组也提出了一种阻尼间隙在 1 ~ 2 mm 之间机械无级可调的磁流变阀，并对其压降进行了电磁场仿真及试验分析研究，结果表明压降可调范围可达 20 倍[15]。除此之外，NGUYEN 等[16-19]采用有限元法对单线圈、双线圈、三线圈以及圆环圆盘组合型 4 种不同结构的磁流变阀进行了仿真优化设计。HADADIAN 等[20]也采用有限元分析法、响应曲面法和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设计。

国内外学者关于磁流变阀的研究主要集中在通过结构参数优化来达到增加压降的目的，如增加励磁线圈的数量、增加液流通道的有效阻尼长度以及减少阻尼间隙宽度等来提高磁流变阀压降，而对液流通道结构变化对磁流变阀压降影响规律分析则很少涉及[7-20]。基于此，本文在前期研究基础上，针对磁流变阀径向流动和圆环流动 2 种不同的液流通道结构，采用有限元法分析 2 种液流通道内的磁感应强度及剪切应力分布，得出径向流和圆环流磁流变阀的压降变化规律。同时搭建性能试验台进行压降性能测试，以期为提高磁流变阀压降性能提供一种设计思路。

1　径向流和圆环流磁流变阀工作原理

典型的磁流变阀液流通道一般由径向流动式阻尼间隙或圆环流动式阻尼间隙组成。为了进一步了解径向流和圆环流 2 种典型的液流通道结构对磁流变阀压降的影响规律，在保证主要结构参数尺寸不变的情况下，分别设计了如图 1 和图 2 所示的径向流和圆环流磁流变阀。

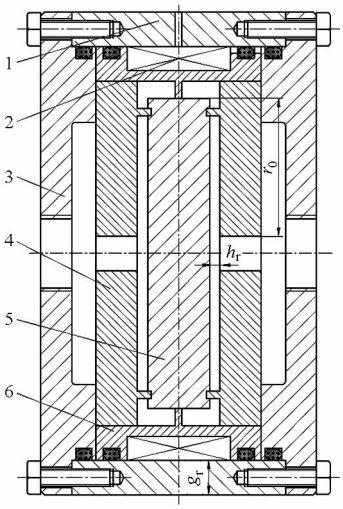


图 1　径向流磁流变阀结构原理图

Fig. 1　Schematic diagram of radial type MR valve

1. 阀体　2. 励磁线圈　3. 端盖　4. 定位盘　5. 阀芯　6. 绕线架

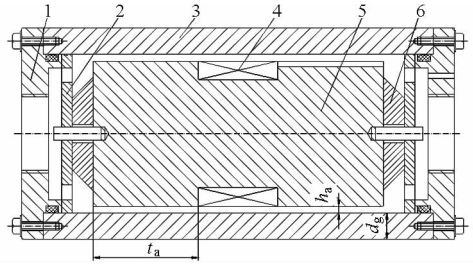


图 2　圆环流磁流变阀结构原理图

Fig. 2　Schematic diagram of annular type MR valve

1. 端盖　2. 定位盘　3. 阀体　4. 励磁线圈　5. 阀芯　6. 导流盘

图 1 所示为径向流磁流变阀结构简图。该磁流变阀绕线架上缠绕励磁线圈，由阀体上的引线孔导出。绕线架圆周内表面上加工有 4 个小凸起，与阀芯外圆周表面过渡配合；左、右定位盘端面上均布的 4 个小圆柱销可使阀芯轴向卡紧固定，并有效保证了径向流阻尼间隙宽度 h_r 的大小。另外，阀芯、定位盘和绕线架之间围成的区域构成径向流磁流变阀

的液流通道。液流通道内磁流变液的流动由圆管型、圆盘型和圆环型 3 种流动形式共同组成。磁流变液在定位盘和阀芯之间形成的径向阻尼间隙内流动,有效增大了阻尼间隙长度,同时径向工作段的液流通道完全垂直于外加磁场方向,这也充分利用了磁力线走向。通过改变施加电流来控制阻尼间隙内部磁感应强度,进而改变剪切应力,实现对压降无级可调。

图 2 所示为圆环流磁流变阀结构简图。该磁流变阀通过定位销将阀芯固定于阀体内部,阀体与阀芯之间的液流通道构成圆环型阻尼间隙。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。

设计过程中,径向流磁流变阀和圆环流磁流变阀的励磁线圈绕线匝数相等,均为 500 匝;绕线线圈直径均为 0.6 mm。另外,受磁场作用的有效阻尼间隙长度和宽度也相等,即 $r_0 = t_a = 40$ mm,$h_r = h_a = 2.5$ mm;阀体宽度也设计成相等,即 $g_r = d_g = 10$ mm。这种结构设计可有效避免结构参数及磁场加载条件对磁流变阀压降性能的影响,从而有利于分析径向流和圆环流这 2 种不同的液流通道结构对磁流变阀压降的影响。

2 径向流和圆环流磁流变阀压降数学模型

2.1 径向流磁流变阀压降数学方程

由图 1 可知,径向流磁流变阀液流通道由 2 个圆管流、1 个圆环流和 2 个圆盘流共同组成。按照磁流变液在阀体内流动形式的不同,同时根据结构对称性将液流通道划分为 5 个区域,各区域划分及压降分布如图 3 所示。

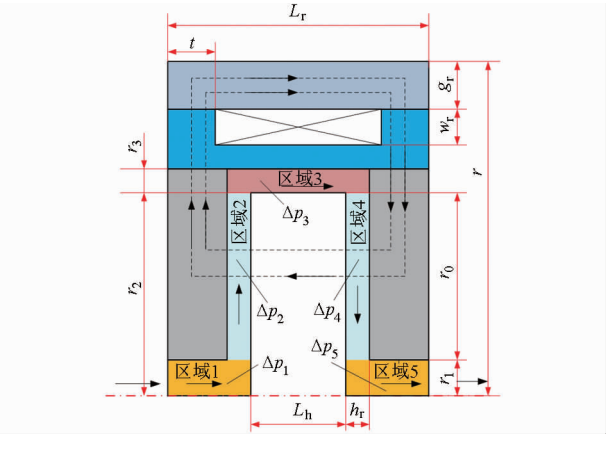


图 3 径向流磁流变阀压降分布及区域划分

Fig. 3 Pressure drop distribution and gap zones of radial type MR valve

根据液流方向是否与磁力线垂直来划分,磁流变液在区域 1 和区域 5 中为牛顿流体圆管型流动;在区域 2 和区域 4 中为非牛顿流体圆盘型流动;在区域 3 中为牛顿流体圆环型流动。因此,区域 1 和区域 5 圆管流的压降 Δp_1 和 Δp_5 仅由粘滞压降组成;区域 3 圆环流的压降 Δp_3 也仅仅由粘滞压降组成;而区域 2 和区域 4 圆盘流的压降 Δp_2 和 Δp_4 则由粘滞压降和屈服压降两部分组成,因为这两个区域的磁流变液流动方向与磁力线垂直。因此,径向流磁流变阀压降 Δp_r 计算公式可表示为

$$\Delta p_r = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5 = \Delta p_{1\eta} + \Delta p_{2\eta} + \Delta p_{2\tau} + \Delta p_{3\eta} + \Delta p_{4\eta} + \Delta p_{4\tau} + \Delta p_{5\eta} \tag{1}$$

式中 Δp_r——径向流磁流变阀总压降

$\Delta p_{1\eta}$、$\Delta p_{2\eta}$、$\Delta p_{3\eta}$、$\Delta p_{4\eta}$、$\Delta p_{5\eta}$——区域 1、2、3、4 和 5 内的粘滞压降

$\Delta p_{2\tau}$、$\Delta p_{4\tau}$——区域 2 和区域 4 内的屈服压降

区域 1 和区域 5 为等径水平圆管,磁流变液在该水平圆管内作层流流动,其粘滞压降为[11]

$$\Delta p_{1\eta} = \Delta p_{5\eta} = \frac{8\eta\left(\frac{L_r}{2} - \frac{L_h}{2}\right)}{\pi r_1^4} q \tag{2}$$

式中 q——系统体积流量

η——零场粘度

r_1——水平圆管半径

L_r——绕线架轴向长度

L_h——阀芯轴向长度

磁流变液在区域 3,即绕线架和阀芯围成的圆环形间隙流动时,由于磁力线与液流方向同向,故区域 3 处的压降也仅仅由粘滞压降组成,其粘滞压降可表示为[15]

$$\Delta p_{3\eta} = \frac{6\eta(L_h + 2h_r)}{\pi r_2 r_3^3} q \tag{3}$$

式中 r_2——定位盘半径

r_3——区域 3 处圆环流阻尼间隙宽度

h_r——圆盘流阻尼间隙宽度

由于区域 2 和区域 4 圆盘流动阻尼间隙处的磁力线与液流方向垂直,这 2 个区域的压降则由粘滞压降和屈服压降两部分共同组成。其中粘滞压降可表示为

$$\Delta p_{2\eta} = \Delta p_{4\eta} = \frac{6\eta q}{\pi h_r^3} \ln \frac{r_2}{r_1} \tag{4}$$

屈服压降可表示为

$$\Delta p_{2\tau} = \Delta p_{4\tau} = \frac{c(r_2 - r_1)}{h_r} \tau_{yr} = \frac{c r_0}{h_r} \tau_{yr} \tag{5}$$

式中 τ_{yr}——动态剪切屈服应力

c——修正系数,取 2 ~ 3

将式(2)~(5)代入到式(1)中，可得到径向流动式磁流变阀的压降 Δp_r 为

$$\Delta p_r = \frac{8\eta(L_r - L_h)q}{\pi r_1^4} + \frac{12\eta q}{\pi h_r^3}\ln\frac{r_2}{r_1} + \frac{6\eta(L_h + 2h_r)q}{\pi r_2 r_3^3} + \frac{2cr_0}{h_r}\tau_{yr} \tag{6}$$

2.2　圆环流磁流变阀压降数学方程

图 4 所示为圆环流磁流变阀磁路分布示意图。圆环流磁流变阀磁路首先由阀体到达阻尼间隙左端，垂直穿过阻尼间隙，再经过阀芯到达阻尼间隙的右端，然后垂直穿过阻尼间隙右端回到阀体构成一个闭合回路。当给阀芯上缠绕的励磁线圈通电时，圆环形阻尼间隙处的磁流变液呈现出可控剪切应力，使磁流变阀的进出口产生压降。

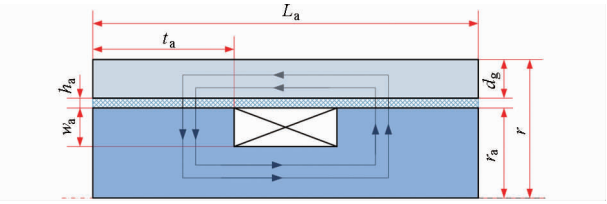


图 4　圆环流磁流变阀磁路分布

Fig. 4　Magnetic circuit distribution of annular type MR valve

圆环流磁流变阀的压降 Δp_a 分别由磁流变液流动过程中产生的粘滞压降 $\Delta p_{a\eta}$ 和克服磁场屈服强度的屈服压降 $\Delta p_{a\tau}$ 组成，可表示为

$$\Delta p_a = \Delta p_{a\eta} + \Delta p_{a\tau} = \frac{6\eta L_a q}{\pi r_a h_a^3} + \frac{2ct_a\tau_{ya}}{h_a} \tag{7}$$

式中　L_a——阀芯长度　　r_a——阀芯半径

t_a——绕线槽到阀芯左端的有效阻尼长度

h_a——圆环流阻尼间隙宽度

τ_{ya}——动态剪切屈服应力

从式(6)和式(7)可知，径向流动式磁流变阀的压降 Δp_r 和圆环流磁流变阀的压降 Δp_a 均与有效阻尼长度 r_0、t_a 以及阻尼间隙 h_r、h_a 有关。在有效阻尼间隙长度和宽度等结构参数固定不变的情况下，即 $r_0 = t_a = 40$ mm，$h_r = h_a = 2.5$ mm 时，径向流和圆环流磁流变阀压降分别与剪切屈服应力 τ_{yr} 和 τ_{ya} 成比例变化，而 τ_{yr} 和 τ_{ya} 大小由阻尼间隙处磁感应强度 B 决定。因此有必要通过电磁场仿真进一步分析径向流和圆环流液流通道结构对磁流变阀压降的影响。

3　径向流和圆环流磁流变阀压降电磁场仿真分析

3.1　磁流变液工作特性

径向流和圆环流磁流变阀所使用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。该磁流变液零场粘度为 0.8 Pa·s，剪切应力大于 50 kPa。图 5 所示为磁流变液的特性曲线，由图可知，当外加磁感应强度 B 增大时，剪切屈服应力 τ_y 也随之增大。

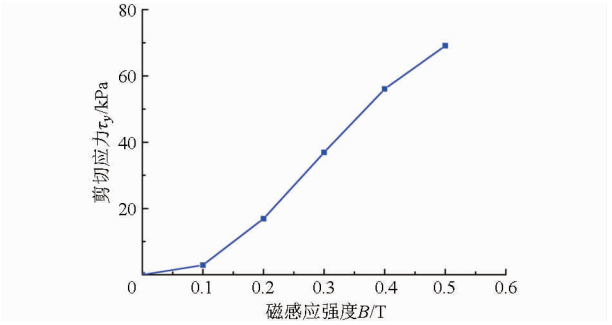


图 5　MRF－J01T 型磁流变液特性曲线

Fig. 5　Property curve of MRF－J01T type MR fluid

应用最小二乘法对图 5 中 $\tau_y - B$ 曲线进行三次多项式拟合，可分别得出式(6)和式(7)所示的剪切屈服应力 τ_{yr} 和 τ_{ya} 与阻尼间隙处磁感应强度 B_r 和 B_a 之间的关系

$$\tau_{yr} = a_3 B_r^3 + a_2 B_r^2 + a_1 B_r + a_0 \tag{8}$$

$$\tau_{ya} = a_3 B_a^3 + a_2 B_a^2 + a_1 B_a + a_0 \tag{9}$$

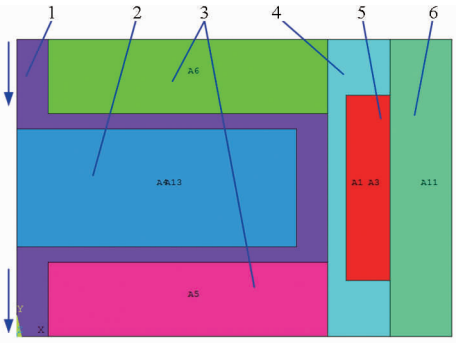
式中，$a_3 = -984.274\ 2$ kPa/T^3，$a_2 = 865.390\ 1$ kPa/T^2，$a_1 = -48.464\ 4$ kPa/T，$a_0 = 0.018\ 2$ kPa。

3.2　FEM 方法分析磁流变阀压降性能

为了直观地了解径向流和圆环流磁流变阀的压降性能，采用有限元仿真软件 ANSYS 电磁场模块建立图 6 所示的径向流和圆环流磁流变阀有限元模型。考虑到径向流和圆环流磁流变阀截面均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。其中，图 6a 所示的径向流磁流变阀有限元模型主要由阀体、励磁线圈、绕线架、定位盘、阀芯及阻尼间隙 6 个区组成；图 6b 所示的圆环流磁流变阀有限元模型主要由阀体、阻尼间隙、励磁线圈及阀芯 4 个区组成。

图 7 所示为加载电流等于 1 A 时的径向流和圆环流磁流变阀磁力线分布图。由图 7a 可观察到径向流磁流变阀的磁力线绝大部分都垂直穿过径向阻尼间隙，但也有一小部分没有通过径向阻尼间隙而是直接从绕线架处形成磁场回路，这是由于绕线架与阀芯选用的材料都是 10 号钢，其导磁性能优于磁流变液，使得绕线架与阀芯的磁阻小于阻尼间隙处的磁阻。另外，图中定义的 ab 线段长度表示为该阀一端有效阻尼间隙中间的路径；P_1 为路径走向，其中，a 为路径起点，b 为路径终点。

图 7b 所示为圆环流磁流变阀的磁力线分布。由图可知产生的磁力线几乎全部垂直穿过有效阻尼间隙区域。图中定义的 cd 线段长度表示为该阀一端有效阻尼间隙中间的路径；P_2 为路径走向，其中 c



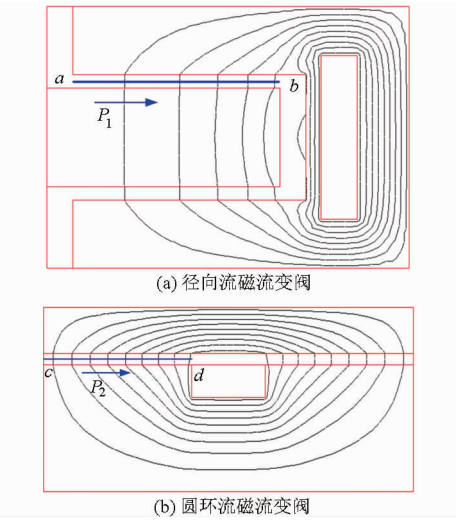
(a) 径向流磁流变阀

(b) 圆环流磁流变阀

图 6 径向流和圆环流磁流变阀有限元模型

Fig. 6 Finite element model of radial and annular type MR valves

1、10. 阻尼间隙 2、8. 阀芯 3. 定位盘 4. 绕线架 5、9. 励磁线圈 6、7. 阀体



(a) 径向流磁流变阀

(b) 圆环流磁流变阀

图 7 径向流和圆环流磁流变阀磁力线分布

Fig. 7 Magnetic flux line distribution of radial and annular type MR valves

为路径起点，d 为路径终点。

图 8 所示为加载电流等于 1 A 时的径向流和圆环流磁流变阀阻尼间隙处的磁感应强度沿定义路径的变化。由图可知，径向流磁流变阀圆盘阻尼间隙处的磁感应强度明显大于圆环流磁流变阀有效阻尼间隙处的磁感应强度。另外，径向流磁流变阀圆盘阻尼间隙处的磁感应强度基本上保持在 0.39 T 左右不变；而圆环流磁流变阀有效阻尼间隙中间段靠近激励线圈部位的磁感应强度逐渐增大，接近绕线槽处时磁感应强度才迅速降低。

在定义仿真路径时，采取对阻尼间隙中间部分

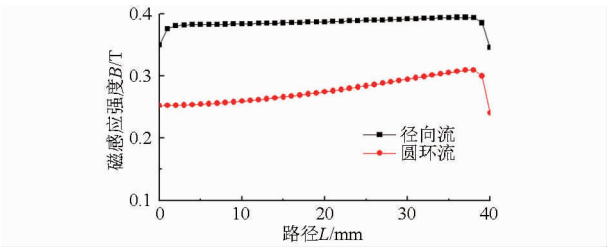


图 8 磁流变阀磁感应强度随路径的变化

Fig. 8 Changes of magnetic flux density distribution along with defined paths

有效路径 P_1 和 P_2 进行分析，由图 8 仿真结果表明有效阻尼间隙内部各点的磁感应强度 B 均不相同，为了更精确地表述阻尼间隙内的磁感应强度 B 随电流的变化规律，分析阻尼间隙处的压力变化，在此提出一种平均磁感应强度 $\overline{B}$，即把阻尼间隙内各点的磁感应强度 B 对路径 l 的积分再除以整个路径长度，其表达式为

$$\overline{B} = \frac{\int B(l)\,\mathrm{d}l}{l} \tag{10}$$

式中 l——液流方向的位移

图 9 所示为径向流和圆环流磁流变阀有效阻尼间隙内平均磁感应强度及剪切应力与电流的关系曲线。由图可知，阻尼间隙内的磁感应强度随励磁电流的增大而增大，这是因为随着励磁电流的增大，磁场回路中的励磁电动势增大，其磁感应强度也将增大。另外，阻尼间隙内的剪切应力也随励磁电流的增大而增大。从图中还可以看出，径向流磁流变阀有效阻尼间隙内的磁感应强度和剪切应力明显大于圆环流磁流变阀有效阻尼间隙内的磁感应强度，这也意味着具有径向流液流通道的磁流变阀比普通圆环流液流通道的磁流变阀的磁场利用率高。在加载电流为 1.8 A 时，径向流磁流变阀有限阻尼间隙内的平均磁感应强度达 0.532 T，而圆环流磁流变阀只达 0.316 T。同时，径向流磁流变阀剪切应力达 70.96 kPa，而圆环流磁流变阀只达 40.06 kPa。

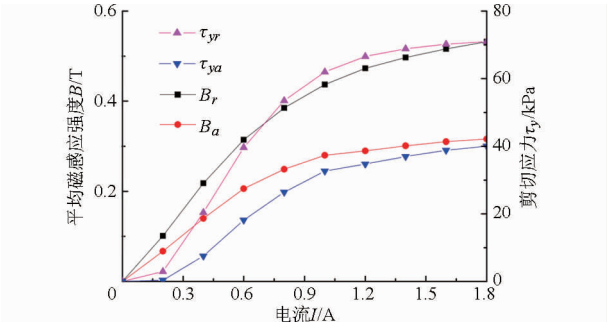


图 9 平均磁感应强度及剪切应力随电流变化曲线

Fig. 9 Change curves of average magnetic flux density and dynamic yield stress in resistance gap under applied direct current

通过图 9 可得不同加载电流下剪切屈服应力 τ_{yr} 和 τ_{ya}，再把剪切屈服应力 τ_{yr} 和 τ_{ya} 值代入式(6)和(7)中，可计算得出如图 10 所示的径向流和圆环流磁流变阀压降随电流的变化关系。从图 10 中可以观察到，2 种液流通道的磁流变阀压降均随电流增大而增大，并且慢慢趋近于饱和。在 1.8 A 加载电流下，径向流磁流变阀产生的压降为 1 930 kPa，而圆环流磁流变阀产生的压降为 982 kPa。这也进一步说明了径向流液流通道磁流变阀的优越性。

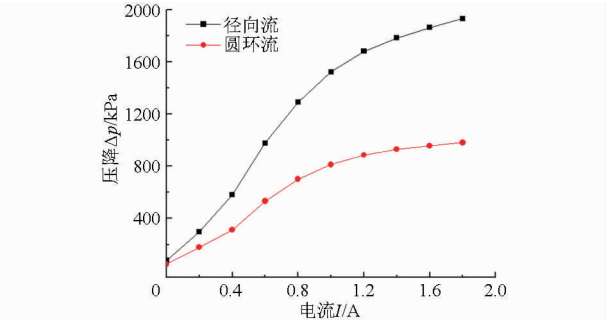


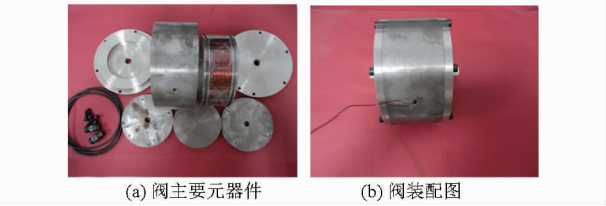
图 10　径向流和圆环流磁流变阀压降仿真曲线

Fig. 10　Simulation curves of pressure drop under applied direct current

4　压降性能试验

4.1　磁流变阀样机及压降性能测试台

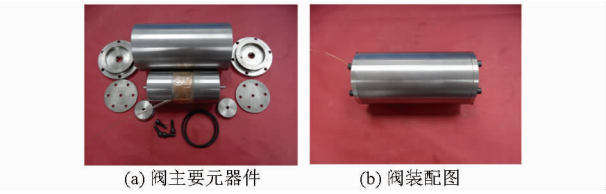
在理论分析及结构设计基础上，即径向流和圆环流磁流变阀的励磁线圈绕线匝数、阻尼间隙宽度、有效阻尼间隙长度和阀体宽度都相等的前提下，分别加工了图 11 所示的径向流磁流变阀和图 12 所示的圆环流磁流变阀。



(a) 阀主要元器件　　(b) 阀装配图

图 11　径向流磁流变阀实物图

Fig. 11　Prototype of radial type MR valve



(a) 阀主要元器件　　(b) 阀装配图

图 12　圆环流磁流变阀实物图

Fig. 12　Prototype of annular type MR valve

图 13 所示为搭建好的径向流和圆环流磁流变阀压降性能测试试验台。该试验台中的动力单元由电机驱动齿轮式定量泵组成，其中定量泵的系统流量为 4 L/min；电源分别用来给压力传感器Ⅰ和Ⅱ以及待检测磁流变阀的励磁线圈供电；压力传感器Ⅰ用来检测磁流变阀进口处的压力，压力传感器Ⅱ用来检测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，连接于待检测的磁流变阀出口和油箱回油口之间；数据采集卡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控制界面。

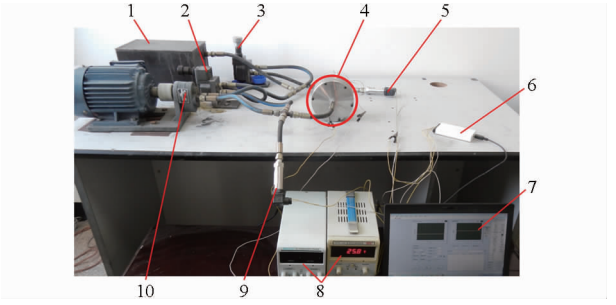


图 13　磁流变阀压降性能测试试验台

Fig. 13　Experimental rig of pressure drop test of MR valves

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

4.2　径向流磁流变阀压降性能分析

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及不同负载工况下的径向流磁流变阀进口压力及出口压力，进而得到所需的压降。其中负载工况通过调节溢流阀Ⅱ的旋钮，改变模拟负载的施压能力来获取。试验中负载 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 14 所示为负载工况 1 下的径向流磁流变阀进口压力、出口压力及压降随电流的变化曲线。从图 14 可看出，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 950 kPa。试验过程中，电流施加到 1.1 A 左右时，进口压力和出口压力存在着一定的波动，这是由于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其影响。

图 15 所示为径向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，可见模拟负载对压降不会产生很大变化。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，径向流磁流变阀可作为旁通阀用

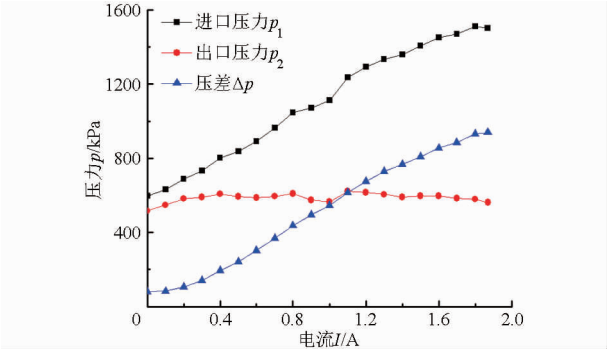


图 14 负载工况 1 下的径向流磁流变阀压力变化

Fig. 14 Changes of pressure *vs* applied direct current at load case 1

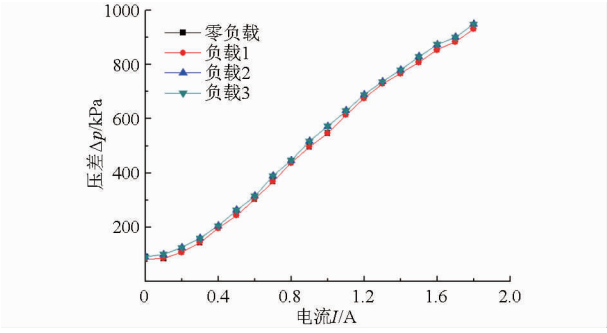


图 15 不同负载工况下的径向流磁流变阀压差变化

Fig. 15 Changes of pressure drop *vs* applied direct current at different load cases

于控制磁流变阻尼器,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磁流变阀压降的影响,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 这一顺序的加载和卸载方式。图 16 为径向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。

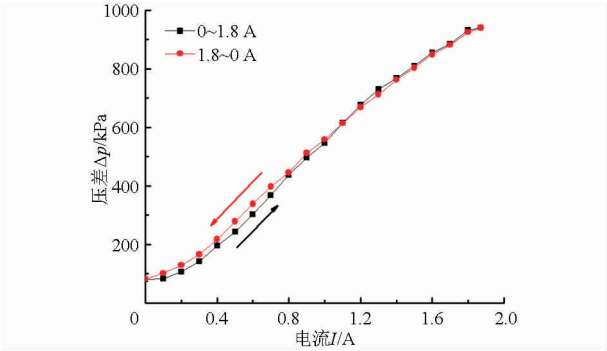


图 16 负载工况 1 下的径向流磁流变阀压差滞回曲线

Fig. 16 Hysteresis curve of pressure drop at load case 1

4.3 圆环流磁流变阀压降性能分析

图 17 所示为负载工况 2 下的圆环流磁流变阀进口压力、出口压力及压降随电流的变化曲线。从图中可观察到,进口压力和压降随着电流的增加而增大,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 660 kPa。

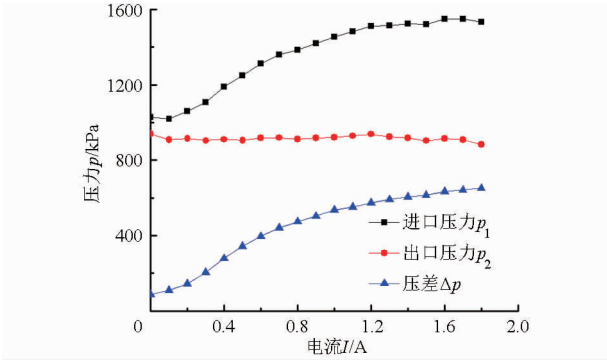


图 17 负载工况 2 下的圆环流磁流变阀压力变化

Fig. 17 Changes of pressure *vs* applied direct current at load case 2

图 18 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,可见模拟负载对压降的影响可以忽略,这也可从图 17 中出口压力随着电流的增加而基本保持不变得到验证。

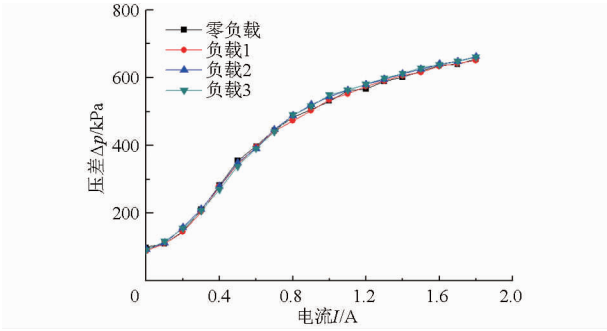


图 18 不同负载工况下的圆环流磁流变阀压差变化

Fig. 18 Changes of pressure drop *vs* applied direct current at different load cases

图 19 所示为圆环流磁流变阀压降滞回曲线。从图中可看出,圆环流磁流变阀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

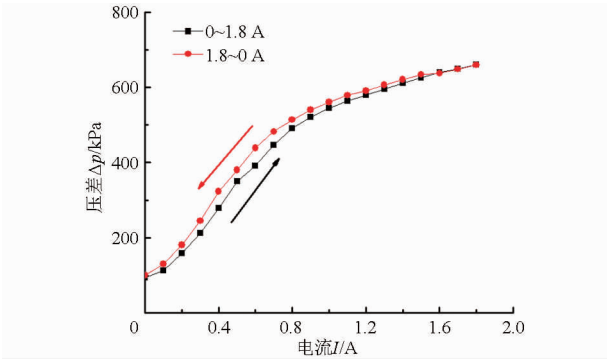


图 19 负载工况 2 下的圆环流磁流变阀压差滞回曲线

Fig. 19 Hysteresis curve of pressure drop at load case 2

载时的压降始终大于加载过程中的压降，这是因为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。

4.4　径向流和圆环流磁流变阀压降性能对比

图 20 所示为径向流和圆环流磁流变阀压降试验对比曲线。当励磁线圈电流从 0 A 增加到 0.9 A 时，从图中可发现圆环流磁流变阀的压降比径向流磁流变阀的压降增加得快。当加载电流超过 0.9 A 时，从图 9 仿真曲线可知圆环流磁流变阀阻尼间隙处的磁感应强度随着电流的增大而逐渐趋于饱和，然而径向流磁流变阀阻尼间隙处的磁感应强度仍随着电流的增大而缓慢增大，因此这阶段的径向流磁流变阀压降大于圆环流磁流变阀的压降。当电流加载到 1.8 A 时，径向流磁流变阀的压降为 950 kPa，圆环流磁流变阀的压降为 660 kPa。从压降试验对比曲线可看出径向流液流通道结构的磁流变阀压降调节能力优于圆环流液流通道结构的磁流变阀。

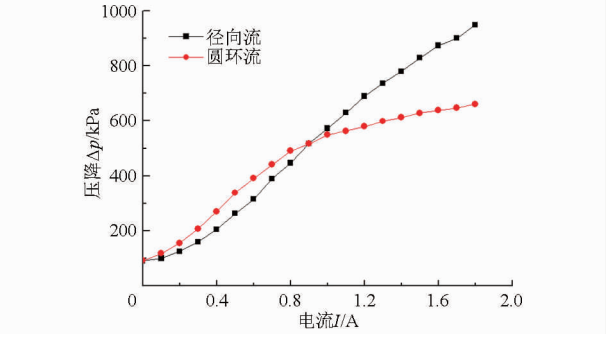


图 20　径向流和圆环流磁流变阀压降对比

Fig. 20　Comparison of pressure drop of radial and annular type MR valves

与图 10 压降仿真曲线相比，试验测得的压降数据较 FEM 方法得到的仿真压降要小，分析原因主要在于工作介质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屈服应力大于试验条件下的饱和屈服应力。但总体而言，采用 FEM 仿真得到的压降随电流变化的趋势与试验压降随电流变化的趋势一致，从一定程度上反映了仿真方法对试验测试的指导意义。

5　结论

（1）径向流有效阻尼间隙长度为 80 mm，宽度为 2.5 mm，加载电流为 1.8 A 时，径向流磁流变阀有效阻尼间隙处的平均磁感应强度为 0.532 T，剪切应力为 70.96 kPa；采用 FEM 方法得到的最大压降为 1 930 kPa，试验测试得到的最大压降为 950 kPa。

（2）圆环流有效阻尼间隙长度为 80 mm，宽度为 2.5 mm，加载电流为 1.8 A 时，圆环流磁流变阀有效阻尼间隙处平均磁感应强度为 0.316 T，剪切应力为 40.06 kPa；FEM 方法得到的最大压降为 982 kPa，试验测试得到的最大压降为 660 kPa。

（3）在磁流变阀有效阻尼间隙长度和宽度等结构参数相等以及磁场参数相等的条件下，仿真和试验结果均表明径向流动式液流通道结构的磁流变阀压降调节能力优于圆环流动式液流通道结构的磁流变阀。

（4）外加负载对径向流和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，也可作为旁通阀控制阻尼器工作在各种减振抗震应用场合。

参　考　文　献

1　SALLEH S, RAHMAT M F, OTHMAN S M, et al. Review on modeling and controller design of hydraulic actuator systems [J]. International Journal on Smart Sensing & Intelligent Systems, 2015, 8(1): 338 – 367.

2　QUAN Z, QUAN L, ZHANG J. Review of energy efficient direct pump controlled cylinder electro-hydraulic technology [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 35: 336 – 346.

3　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)

4　王道明，侯友夫，田祖织，等. 磁流变调速起动控制模型建立与时间响应研究[J]. 农业机械学报，2014，45(9)：8 – 13.
WANG Daoming, HOU Youfu, TIAN Zuzhi, et al. Control model and time response of magnetorheological speed regulating start technology [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(9): 8 – 13. (in Chinese)

5　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.

6　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.

7　王庆辉，吴张永，王娴，等. 磁流变数字阀研究[J]. 机床与液压，2013，41(9)：62 – 64.
WANG Qinghui, WU Zhangyong, WANG Xian, et al. Research on magnetorheological digital valve [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2013, 41(9): 62 – 64. (in Chinese)

(下转第 405 页)

Journal of Magnetism and Magnetic Materials,2003,263(1 – 2):208 – 218.
9 BEHROOZ Rezaeealam, TOSHIYUKI Ueno, SOTOSHI Yamada. Finite element analysis of Galfenol unimorph vibration energy harvester[J]. IEEE Transactions on Magnetics,2012,48(11):3977 – 3980.
10 GROSSINGER R, NASIR MEHBOOB, SUESS D, et al. An eddy-current model describing the frenquency dependence of the coercivity of polycrystalline Galfenol[J]. IEEE Transactions on Magnetics,2012,48(11):3076 – 3079.
11 ZIRKA S Z, MOROZ Y I, MARKETOS P, et al. Evolution of the loss components in ferromagnetic laminations with induction level and frenquency [J]. Journal of Magnetism and Magnetic Materials,2008,320(6):1039 – 1043.
12 XU Hao, PEI Yongmao, FANG Daining, et al. An energy-based dynamic loss hysteresis model for giant magnetostricitve materials [J]. International Journal of Solids and Structures,2013,50(5):672 – 679.
13 BARBISIO E, FIORILLO F, RAGUSA C. Predicting loss in mangetic steels under arbitrary induction waveform and with minor hysteresis loops [J]. IEEE Transactions on Magnetics,2004,40(4):1810 – 1819.
14 BERTOTTI G. Physical interpretation of eddy current losses in ferromagnetic materials [J]. Journal of Applied Physics, 1985, 57(6):2110 – 2117.
15 LYER R V, KRISHNAPRASAD P S. On a low-dimensinal model for ferromagnetism [J]. Nonlinear Analysis: Theory, Methods & Applications,2005,61(8):1447 – 1482.
16 ATULASIMA J, FLATAU A B, JAMES R, et al. Energy-based quasi-static modeling of the actuation and sensing behavior of single-crystal iron-gallium alloys [J]. Journal of Applied Physics,2008,103(1):014901 – 1 – 9.
17 EVANS P G, DAPINO M J. Efficient magnetic hysteresis model for field and stress application in magnetostrictive Galfenol [J]. Journal of Applied Physics,2010,107(6):063906 – 1 – 11.
18 EVANS P G, DAPINO M J. Measuremeat and modeling of magnetic hysteresis under field and stress application in iron-gallium alloys [J]. Journal of Magnetism and Magnetic Materials,2013,330:37 – 48.
19 WENG Ling, WALKER Travis, DENG Zhangxian, et al. Major and minor stress-magnetization loops in textured polycrystalline $Fe_{81.6}Ga_{18.4}$ Galfenol [J]. Journal of Applied Physics,2013,113(2):024508 – 1 – 9.
20 CHAKRABARTI S, DAPINO M J. Parameter estimation of a discrete energy-averaged model from 1D measurements [J]. Smart Material Structure,2011, 20(10):105034 – 1 – 10.
21 JILES D C. Modeling the effects of eddy current losses on frequency dependent hysteresis in electrically conducting media [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 1994,30(6):4326 – 4328.
22 赵章荣,邬义杰,顾新建,等. 考虑附加涡流损失的超磁致伸缩执行器动态模型[J]. 中国电机工程学报,2008,28(24):136 – 140.
ZHAO Zhangrong, WU Yijie, GU Xinjian, et al. Dynamic model of giant magnetostrictive actuator considering excess eddy current loss [J]. Proceedings of the CSEE,2008,28(24):136 – 140. (in Chinese)

(上接第 371 页)

8 王海霞, 李文锦. 磁流变压力阀性能实验及数据分析[J]. 液压与气动, 2013(3): 100 – 102.
WANG Haixia, LI Wenjin. Performance test and data analysis for magnetorheological pressure valve [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2013(3): 100 – 102. (in Chinese)
9 SALLOOM M Y. Intelligent magneto-rheological fluid directional control valve [J]. International Journal of Innovation, Management and Technology, 2013, 4(4): 406 – 409.
10 SALLOOM M Y, SAMAD Z. Magneto-rheological directional control valve [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2012, 58(1 – 4): 279 – 292.
11 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.
12 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.
13 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.
14 AYDAR G, WANG X, GORDANINEJAD F. A novel two-way-controllable magneto-rheological fluid damper [J]. Smart Materials and Structures, 2010, 19(6): 065024.
15 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.
16 NGUYEN Q H, CHOI S B, LEE Y S, et al. Optimal design of high damping force engine mount featuring MR valve structure with both annular and radial flow paths [J]. Smart Materials and Structures, 2013, 22(11): 115024.
17 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.
18 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.
19 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.
20 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.