

混合流动式磁流变阀结构与压降性能分析

胡国良 钟芳 廖明科 龚美慧

(华东交通大学载运工具与装备教育部重点实验室, 南昌 330013)

摘要: 针对目前磁流变阀结构单一且体积大的不足,设计了一种结构紧凑的混合流动式磁流变阀,该磁流变阀阻尼间隙液流通道由单个轴向圆环流动、单个径向圆盘流动和单个中心小孔流动串联组合而成。阐述了混合流动式磁流变阀结构及工作原理;分析了励磁线圈作用下有效阻尼间隙处的磁路分布,同时建立了其压降数学模型。采用有限元法对混合流动式磁流变阀电磁场进行了建模仿真,对阻尼间隙处的磁场强度和剪切屈服应力的分布规律进行了分析;仿真结果表明轴向圆环阻尼间隙厚度为 1.0 mm,径向圆盘阻尼间隙厚度为 0.5 mm,加载电流为 1.2 A 时磁流变阀压降最大,为 3 342 kPa。对混合流动式磁流变阀压降性能进行了试验测试,具体分析了加载电流以及径向圆盘阻尼间隙厚度对磁流变阀压降的影响,试验结果表明轴向圆环阻尼间隙厚度为 1.0 mm,径向圆盘阻尼间隙厚度为 0.5 mm,加载电流为 1.2 A 时磁流变阀压降最大,为 2 650 kPa,试验结果与仿真结果变化趋势基本一致。

关键词: 磁流变阀; 混合流动; 压降; 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)09-0389-09

Design and Pressure Drop Analysis of Hybrid Fluid Flow Magnetorheological Valve

Hu Guoliang Zhong Fang Liao Mingke Gong Meihui

(Key Laboratory of Conveyance and Equipment, Ministry of Education, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: Magnetorheological (MR) valve is a kind of smart control mechanism that using magnetorheological fluid as the working fluid. A compact hybrid fluid flow MR valve was developed and prototyped, the fluid flow paths of the proposed MR valve were consisted of a single annular flow channel, a single radial flow channel and an orifice flow channel through structural design. In order to investigate the changes of the magnetic flux density and yield stress along the fluid flow paths under the four different radial resistance gaps, the magnetic circuit design and finite element analysis were carried out. The simulation results showed that this design methodology can provide a larger pressure drop of 3 342 kPa at 0.5 mm radial resistance gap and 1.0 mm annular resistance gap, which constrained in a volume space of MR valve with an outer diameter of 62 mm and overall length of 80 mm. Meanwhile, the experimental pressure drop under the four different radial resistance gaps was also carried out on the test rig. The results showed that the pressure drop was increased as the applied current increased, and the pressure drop also increased as the radial resistance gap decreased from 1.5 mm to 0.5 mm, the maximum pressure drop was approximately 2 650 kPa at the applied current of 1.2 A when the radial resistance gap was 0.5 mm, which was well accorded with the simulation results. This proposed MR valve significantly improved its efficiency through compact design and changeable radial resistance gap, which is beneficial to control the MR damper as a bypass control valve for its good pressure regulating capability.

Key words: MR valve; hybrid fluid flow; pressure drop; finite element analysis

收稿日期: 2016-06-09 修回日期: 2016-07-06

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

在磁场作用下,磁流变液能在毫秒级时间内从流动状态瞬变为半固态,并且这种变化可逆^[1]。借助于磁流变液的流变特性,以磁流变液为工作介质的磁流变智能器件目前已在汽车交通、桥梁建筑等行业得到广泛应用^[2-3]。

磁流变阀是一种典型的磁流变智能器件,它可作为旁通阀用来控制阻尼器,应用于汽车半主动悬架系统^[4];也可内置于磁流变悬架里面,用来控制液流通道的流速,应用于海洋平台的减振系统^[5-6]。由于磁流变阀的阀芯和阀体相对固定,只需控制激励电流,改变阻尼间隙处的磁感应强度,就可获得可控的进出口压降,故操作方便且响应速度快。相比传统液压控制阀,磁流变阀机械结构简单、响应速度快、运动平稳且系统综合成本低^[7-8]。

国内外学者对磁流变阀的研究主要集中在结构设计及参数优化两方面。GORODKIN等^[9]首次提出了一种用于被动阻尼系统中的磁流变节流阀,并进行了试验分析。SALLOOM等^[10-11]提出了一种由4个圆环形单线圈磁流变阀单元组合而成的三位四通方向控制阀,该磁流变阀通过控制流体流动来控制系统速度及位置。ICHWAN等^[12]提出了一种模块式磁流变阀,仿真和试验结果表明,通过把2个或多个相同的磁流变阀单元串联组合在一起,可产生较大的压降。赵灿等^[13]在磁流变阀入口及出口处将液流通道设计为非直线型,这种结构设计可有效增大磁流变阀压降调节范围。本课题组也先后设计了一种采用双线圈进行激励的圆环型磁流变阀以及一种阻尼间隙可在1~2 mm之间机械无级可调的磁流变阀^[14-15];同时对比分析了轴向圆环流磁流变阀和径向圆盘流磁流变阀的压降变化规律^[16-17]。此外,NGUYEN等^[18-20]为了得到最佳磁流变阀结构,采用ANSYS有限元分析方法分别对单线圈、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参数进行了仿真优化分析。

上述研究中磁流变阀液流通道结构主要是单一轴向圆环流动式或单一径向圆盘流动式;在不增加阀外形结构尺寸前提下,这两种液流通道结构的磁流变阀进出口压降均较小,压降调节范围并没有取得理想效果。基于此,国内外学者提出把轴向圆环流和径向圆盘流两种液流通道组合在一起,达到延长有限阻尼间隙长度,增加进出口压降的目的^[21-24]。WANG等^[21-22]首先提出并设计了一种同时具有轴向圆环流和径向圆盘流液流通道的磁流变阀,同等磁场强度下能有效提高磁流变阀压降。但

该磁流变阀液流通道由2个轴向圆环流、2个径向圆盘流以及1个中心小孔流组成,并且设计时假设轴向圆环阻尼间隙和径向圆盘阻尼间隙处的磁场强度相等,导致压降没有得到优化。在此基础上,IMADUDDIN等^[23-24]提出了一种集成多个圆环流和圆盘流的蜿蜒式磁流变阀,该磁流变阀液流通道由5个圆环流、6个圆盘流和2个中心小孔流按顺序串联组合而成,仿真和试验表明磁流变阀能产生大于2.5 MPa的压降。但该阀液流通道结构复杂,很容易导致阀工作时堵塞;另外压降主要由径向圆盘阻尼间隙提供,实际上是一个径向流磁流变阀。

本文提出并设计一种结构紧凑的混合流动式磁流变阀,该磁流变阀阻尼间隙液流通道由单个轴向圆环流动、单个径向圆盘流动和单个中心小孔流动共同组成。在保持外形结构尺寸不变时,这种结构设计可有效提高进出口压降。同时,通过理论计算、电磁场仿真及试验测试分析混合流动式磁流变阀的压降变化规律,并研究径向阻尼间隙对混合流动式磁流变阀压降的影响。

1 混合流动式磁流变阀结构设计

1.1 工作原理与结构

磁流变阀性能与其液流通道结构密切相关。设计时,首先应使外加磁场产生的磁力线方向与磁流变液流经的液流通道相垂直,这样磁流变液所受剪切应力最大,磁流变效应最好;其次,应尽可能延长有效阻尼间隙长度,从而增大磁流变阀压降可调范围;最后应选择合适的阻尼间隙厚度以提高进出口压降。基于此,在课题组前期研究基础上^[14-17],设计了如图1所示的混合流动式磁流变阀。该磁流变阀液流通道由单个轴向圆环流、单个径向圆盘流和单个中心小孔流串联组合而成,构成混合流动式液流通道。其中,导磁圆盘与阀体之间围成的圆环形阻尼间隙构成轴向圆环流液流通道;导磁圆盘和阀芯之间围成的圆盘形阻尼间隙构成径向圆盘流液流通道;阀芯中间的通孔形成中心小孔流液流通道。在保证外形结构尺寸的前提下,这种结构设计有效增加了阻尼长度,从而增大了阀的压降。工作时,磁流变液首先经过左端盖中心通孔,流经导流盘,然后通过轴向圆环形阻尼间隙,再流经径向圆盘形阻尼间隙,接着到达阀芯中心小孔液流通道,最后从右端盖中心通孔处流出。

如图1所示,定位圆盘和阀芯通过螺纹固定连接,两者围成圆环形绕线槽,励磁线圈缠绕在圆环形绕线槽内。导磁圆盘、定位圆盘和垫圈通过螺钉固定连接,此时径向圆盘阻尼间隙厚度可通过垫圈厚

度来保证。试验时,为了分析径向圆盘阻尼间隙厚度对所设计的磁流变阀压降的影响,设计了 0.5、0.8、1.0、1.5 mm 4 种规格的垫圈,从而形成 4 种径向圆盘阻尼间隙。另外,为防止磁流变阀出现堵塞问题,该磁流变阀轴向圆环阻尼间隙厚度设计为 1.0 mm,中心小孔直径设计为 4.0 mm。整个混合流动式磁流变阀的外形直径为 62 mm,轴向长度为 80 mm。

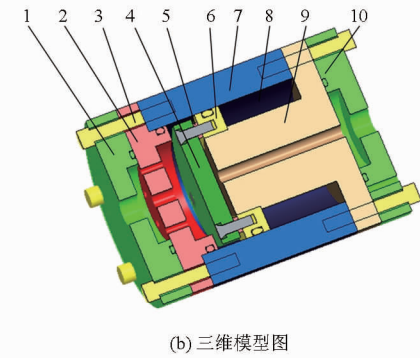
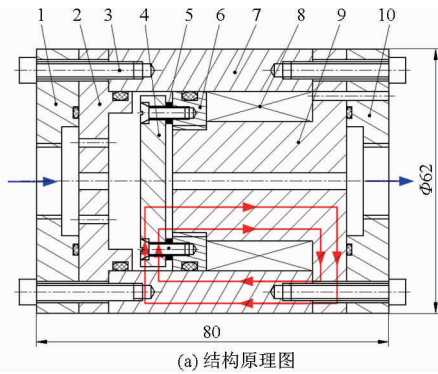


图 1 混合流动磁流变阀结构原理与三维模型图

Fig. 1 Schematic diagram of hybrid fluid flow MR valve

1. 左端盖 2. 导流盘 3. 螺钉 4. 导磁圆盘 5. 垫圈 6. 定位圆盘 7. 阀体 8. 励磁线圈 9. 阀芯 10. 右端盖

1.2 磁路分析

图 2 所示为混合流动式磁流变阀的磁路简图,左右磁路轴对称。假设磁力线均匀分布,且不考虑漏磁,则整个闭合回路中有

$$\Phi_{MR,r} = \Phi_{MR,a} = \Phi_{steel} = \Phi \quad (1)$$

式中 Φ ——励磁线圈产生的磁通量

$\Phi_{MR,a}$ ——通过轴向圆环阻尼间隙处磁通量

$\Phi_{MR,r}$ ——通过径向圆盘阻尼间隙处磁通量

Φ_{steel} ——阀芯、导磁圆盘及阀套等导磁材料的磁通量

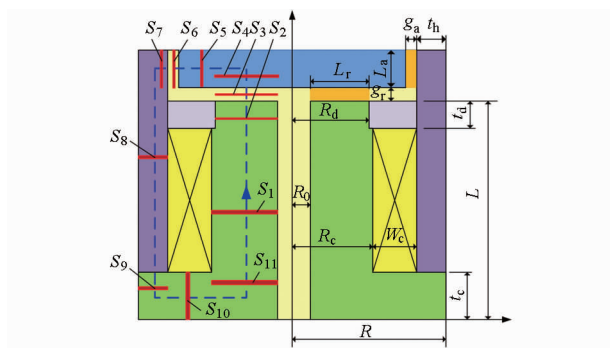


图 2 混合流动磁流变阀磁路简图

Fig. 2 Simplified magnetic circuit of hybrid fluid flow MR valve

采用基尔霍夫定律对磁路进行分析,可表示为

$$N_c I = \oint_c H dl = \sum_{i=1}^{11} H_i l_i \quad (2)$$

式中 N_c ——励磁线圈匝数

I ——励磁线圈中电流

给励磁线圈通入一定大小的直流电,在磁场作用下,磁力线经过阀芯垂直穿过径向圆盘阻尼间隙,到达导磁圆盘,再垂直穿过轴向圆环阻尼间隙,经过阀体回到阀芯,形成一个完整的闭合回路。此时轴向圆环阻尼间隙和径向圆盘阻尼间隙处的液流方向和磁力线走向相垂直。通过改变电流大小来控制轴向圆环和径向圆盘阻尼间隙处的磁感应强度,进而改变剪切应力,可实现对磁流变阀压降的无级可调。

H_i ——磁路中第 i 部分的磁场强度

l_i ——磁路中第 i 部分的有效长度

通过励磁线圈的磁通量可表示为

$$\Phi = \oint_c B dS = B_i S_i \quad (3)$$

式中 B_i ——磁路中第 i 部分的磁感应强度

S_i ——磁路中第 i 部分垂直于磁力线的横截面面积

图 2 中磁路每一部分的有效长度 l_i 为

$$\begin{cases} l_1 = L - t_d - t_c \\ l_2 = t_d \\ l_3 = g_r \\ l_4 = 0.5 L_a \\ l_5 = R - g_a - t_h - 0.5 R_d - 0.5 R_0 \\ l_6 = g_a \\ l_7 = 0.5 t_h \\ l_8 = L + 0.5 L_a + g_r - t_c \\ l_9 = 0.5 t_c \\ l_{10} = R - 0.5 t_h - 0.5 R_c - 0.5 R_0 \\ l_{11} = 0.5 t_c \end{cases} \quad (4)$$

式中 L ——阀芯长度

t_d ——定位圆盘厚度

t_c ——阀芯右侧厚度

g_r ——径向圆盘阻尼间隙厚度

L_a ——导磁圆盘厚度

R ——磁流变阀半径

t_h ——阀芯厚度

R_d ——阀芯左侧带螺纹处半径

R_0 ——孔口半径

g_a ——轴向圆环阻尼间隙厚度

R_c ——阀芯左侧不带螺纹处半径

每一部分垂直于磁力线的横截面积可表示为

$$\begin{cases} S_1 = S_{11} = \pi(R_c^2 - R_0^2) \\ S_2 = S_4 = \pi(R_d^2 - R_0^2) \\ S_3 = S_{MR,r} = \pi(R_d^2 - R_0^2) \\ S_5 = \pi(R - g_a - t_h + 0.5R_d + 0.5R_0)L_a \\ S_6 = S_{MR,a} = 2\pi(R - t_h - 0.5g_a)L_a \\ S_7 = 2\pi(R - 0.75t_h)L_a \\ S_8 = S_9 = \pi[R^2 - (R_c + W_c)^2] \\ S_{10} = \pi(R - 0.5t_h + 0.5R_c + 0.5R_0)t_c \end{cases} \quad (5)$$

式中 $S_{MR,r}$ ——径向圆盘阻尼间隙处横截面积

$S_{MR,a}$ ——轴向圆环阻尼间隙处横截面积

根据电磁理论,磁感应强度 B 与磁场强度 H 两者之间的关系为

$$B_i = \mu_0 \mu_i H_i \quad (6)$$

式中 μ_0 ——真空绝对磁导率,取 $4\pi \times 10^{-7}$ H/m

μ_i ——磁流变材料的相对磁导率

磁路中每一部分的磁阻 R_i 可表示为

$$R_i = \frac{l_i}{\mu_0 \mu_i S_i} \quad (7)$$

因此,公式(2)可进一步表示为

$$N_c I = \sum_{i=1}^{11} \frac{B_i}{\mu_0 \mu_i} l_i = \sum_{i=1}^{11} \frac{l_i}{\mu_0 \mu_i S_i} \Phi = \sum_{i=1}^{11} R_i \Phi \quad (8)$$

磁路中各部分的磁感应强度 B_i 可表示为

$$B_i = \frac{\Phi}{S_i} = \frac{N_c I}{S_i \sum_{i=1}^{11} R_i} \leq B_{jsat} \quad (9)$$

式中 B_{jsat} ——所有磁性材料最小饱和磁感应强度

综合公式(7)~(9),轴向圆环阻尼间隙处的磁感应强度 $B_{MR,a}$ 和径向圆盘阻尼间隙处的磁感应强度 $B_{MR,r}$ 可分别表示为

$$B_{MR,a} = \frac{N_c I}{S_6 \sum_{i=1}^{11} R_i} = \frac{\mu_0 N_c I}{S_6 \sum_{i=1}^{11} \frac{l_i}{\mu_i S_i}} \quad (10)$$

$$B_{MR,r} = \frac{N_c I}{S_3 \sum_{i=1}^{11} R_i} = \frac{\mu_0 N_c I}{S_3 \sum_{i=1}^{11} \frac{l_i}{\mu_i S_i}} \quad (11)$$

1.3 压降数学模型

忽略磁流变液流经左、右端盖及导流盘中的粘滞压降,由图1可知,混合流动式磁流变阀的压降 Δp 可表示为

$$\Delta p = \Delta p_a + \Delta p_r + \Delta p_o \quad (12)$$

式中 Δp_a ——轴向圆环阻尼间隙处产生的压降

Δp_r ——径向圆盘阻尼间隙处产生的压降

Δp_o ——阀芯中心小孔处产生的压降

轴向圆环阻尼间隙处产生的压降 Δp_a 为

$$\Delta p_a = \Delta p_{a,\eta} + \Delta p_{a,\tau} = \frac{6\eta q L_a}{\pi g_a^3 (R - g_a - t_h)} + \frac{c\tau_{y,a} L_a}{g_a} \quad (13)$$

式中 $\Delta p_{a,\eta}$ ——轴向圆环阻尼间隙处产生的粘滞压降

$\Delta p_{a,\tau}$ ——轴向圆环阻尼间隙处产生的随磁场强度变化的屈服压降

η ——磁流变液零场粘度

q ——系统流量

$\tau_{y,a}$ ——轴向圆环阻尼间隙处动态剪切应力

c ——修正系数,取值范围为2~3

径向圆盘阻尼间隙处产生的压降 Δp_r 为

$$\Delta p_r = \Delta p_{r,\eta} + \Delta p_{r,\tau} = \frac{6\eta q L_r}{\pi g_r^3} \ln \frac{R_c + W_c}{R_0} + \frac{c\tau_{y,r} L_r}{g_r} \quad (14)$$

式中 $\Delta p_{r,\eta}$ ——径向圆盘阻尼间隙处产生的粘滞压降

$\Delta p_{r,\tau}$ ——径向圆盘阻尼间隙处产生的随磁场强度变化的屈服压降

$\tau_{y,r}$ ——径向圆盘阻尼间隙处产生的动态剪切应力

L_r ——径向圆盘阻尼间隙处有效阻尼长度

阀芯中心小孔处产生的压降 Δp_o 为

$$\Delta p_o = \frac{8\eta q L}{\pi R_0^4} \quad (15)$$

把式(13)~(15)代入到式(12)中,可得到混合流动式磁流变阀的压降 Δp 为

$$\Delta p = \frac{6\eta q L_a}{\pi g_a^3 (R - g_a - t_h)} + \frac{6\eta q L_r}{\pi g_r^3} \ln \frac{R_c + W_c}{R_0} + \frac{8\eta q L}{\pi R_0^4} + \frac{c\tau_{y,a} L_a}{g_a} + \frac{c\tau_{y,r} L_r}{g_r} \quad (16)$$

压降可调范围 λ 也是一个判断磁流变阀性能好坏的重要指标,此处定义压降可调范围为 Δp_r 与 Δp_η 的比值,可表示为

$$\lambda = \frac{\Delta p_r}{\Delta p_\eta} = \frac{\Delta p_{a,\tau} + \Delta p_{r,\tau}}{\Delta p_{a,\eta} + \Delta p_{r,\eta} + \Delta p_o} \quad (17)$$

由式(16)可知,影响混合流动式磁流变阀压降的主要因素包括:轴向圆环阻尼间隙长度和厚度、径向圆盘阻尼间隙长度和厚度以及这两个阻尼间隙处的剪切应力。其中,轴向圆环阻尼间隙和径向圆盘阻尼间隙处产生的屈服压降均随着阻尼间隙厚度的

减小而增大,并随着阻尼间隙长度的增加而增大;另外,两个阻尼间隙处的剪切应力的增大也会导致压降的增大。因此设计时必须对这些结构参数和磁场参数进行综合考虑。

2 混合流动式磁流变阀电磁场仿真分析

混合流动式磁流变阀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。该磁流变液相关性能参数如表 1 所示。由磁流变液的工作模式可知,磁流变液在发生流变效应时,外界环境中存在较强的磁场。因此磁流变液的磁场特性对于磁流变阀的设计至关重要。应用最小二乘法对 MRF - J01T 型磁流变液 $\tau_y - B$ 曲线进行三次多项式拟合^[16],可得到轴向圆环形阻尼间隙及径向圆盘形阻尼间隙处的动态剪切屈服应力与磁感应强度的关系为

$$\tau_{y,a} = a_3 B_{MR,a}^3 + a_2 B_{MR,a}^2 + a_1 B_{MR,a} + a_0 \quad (18)$$

$$\tau_{y,r} = a_3 B_{MR,r}^3 + a_2 B_{MR,r}^2 + a_1 B_{MR,r} + a_0 \quad (19)$$

式中, $a_3 = -984.2742 \text{ kPa/T}^3$, $a_2 = 865.3901 \text{ kPa/T}^2$, $a_1 = -48.4644 \text{ kPa/T}$, $a_0 = 0.0182 \text{ kPa}$ 。

表 1 MRF - J01T 型磁流变液相关性能参数

Tab.1 Performance index of MR fluid with MRF - J01T

参数	数值
密度 $\rho / (\text{g} \cdot \text{cm}^{-3})$	2.65
零场黏度 $\eta (\gamma = 10 \text{ s}^{-1}, 20^\circ\text{C}) / (\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.8
剪切应力 $\tau_y (B = 0.5 \text{ T}) / \text{kPa}$	>50
磁化性能 $M_s / (\text{kA} \cdot \text{m}^{-1})$	379.64
使用温度 $T / ^\circ\text{C}$	-40 ~ 130

为了直观了解混合流动式磁流变阀的压降性能,采用有限元仿真软件 ANSYS 电磁场模块建立了图 3 所示的有限元实体模型。考虑到混合流动式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;同时选择 PLANE53 作为磁场仿真单元。

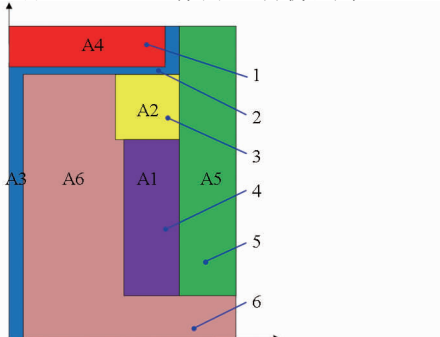


图 3 混合流动式磁流变阀实体模型

Fig.3 Entity model of hybrid fluid flow MR valve

1. 导磁圆盘
2. 液流通道
3. 定位圆盘
4. 励磁线圈
5. 阀体
6. 阀芯

图 4 所示是加载电流为 1.2 A,轴向圆环形阻尼间隙厚度为 1.0 mm,径向圆盘形阻尼间隙厚度为 0.5 mm 时的混合流动式磁流变阀磁力线分布图。由图可观察到,该磁流变阀的磁力线绝大部分都垂直穿过径向圆盘阻尼间隙和轴向圆环形阻尼间隙,但也存在少部分漏磁,这是因为理想状况下阀芯绕线圈部分与阀体假定为无穷远,因此不存在漏磁状况;但实际情况中两者之间距离一定。另外,图 4 给出了磁流变液流经的液流通道长度,其中有效轴向圆环阻尼长度 L_a 为 4.2 mm,有效径向圆盘阻尼长度 L_r 为 11 mm。

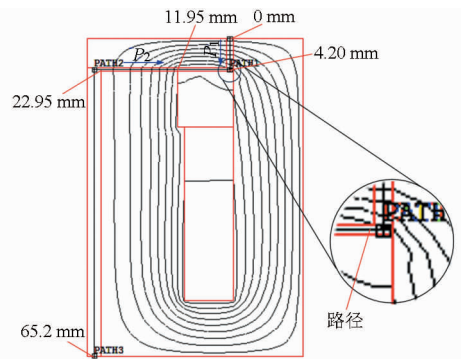


图 4 磁力线分布及液流通道

Fig.4 Distribution of magnetic flux line and fluid flow paths

图 5 所示为液流通道处磁感应强度变化曲线。由图可知,轴向圆环和径向圆盘有效阻尼间隙处的磁感应强度均随着加载电流的增加而增大;另外,相同加载电流下,径向圆盘有效阻尼间隙处的磁感应强度要大于轴向圆环有效阻尼间隙处的磁感应强度,但差值不大,说明所设计的混合流动式磁流变阀磁场利用率高。

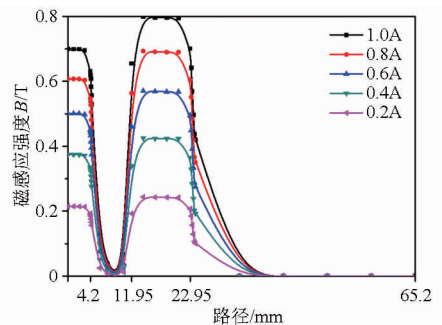


图 5 磁感应强度随路径变化曲线

Fig.5 Magnetic flux density along the fluid flow paths

图 6 所示为轴向圆环和径向圆盘有效阻尼间隙处磁感应强度随加载电流的变化曲线。由图可知,同一电流下径向圆盘有效阻尼间隙处的磁感应强度要略大于轴向圆环有效阻尼间隙处的磁感应强度,但差值不大,这也进一步表明混合流动式磁流变阀磁场利用率高。

图 7 所示为不同径向圆盘阻尼间隙厚度时剪切

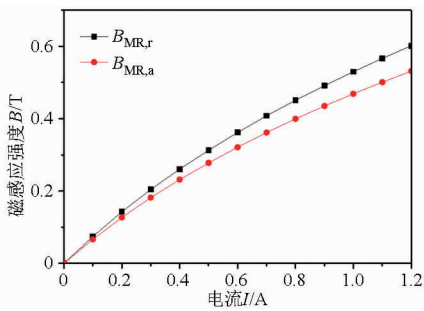


图6 磁感应强度随电流变化曲线

Fig. 6 Magnetic flux density under applied currents

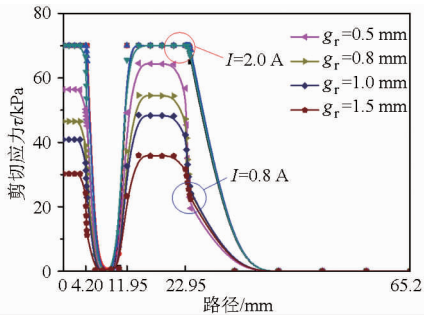


图7 剪切应力随路径变化曲线

Fig. 7 Yield stress along the fluid flow paths

应力随液流通道路径的变化曲线。从图中可观察到,当加载电流为 0.8 A 时,径向圆盘阻尼间隙厚度越小,剪切应力越大,这是由于径向圆盘阻尼间隙厚度小的磁流变阀获取的磁感应强度要大于径向圆盘阻尼间隙厚度大的磁流变阀。另外,当加载电流为 2.0 A 时,剪切应力基本上保持在 70 kPa 左右不变,这是因为 2.0 A 下的磁流变液剪切应力已经饱和。

图 8 所示为轴向圆环阻尼间隙厚度为 1.0 mm,径向圆盘阻尼间隙厚度为 0.5 mm 时剪切应力及压降随电流的变化曲线。从图中可看出,当加载电流为 1.2 A 时,径向圆盘阻尼间隙处的剪切应力与轴向圆环阻尼间隙处的剪切应力基本上同时达到饱和,此时混合流动式磁流变阀压降也达到最大值,最大值为 3 342 kPa。

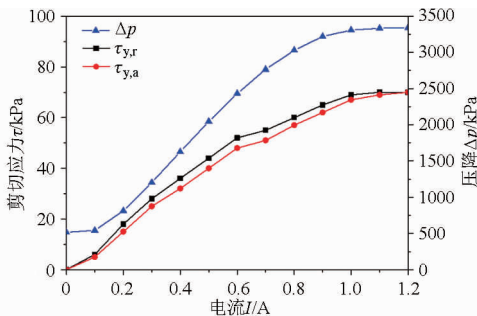


图8 剪切应力及压降随电流变化曲线

Fig. 8 Yield stress and estimated pressure drop under different applied currents

图 9 所示为轴向圆环阻尼间隙厚度为 1.0 mm,径向圆盘阻尼间隙厚度为 0.5 mm 时理论压降和仿

真压降对比曲线,从图中可观察到仿真压降和理论压降趋势基本相同。当加载电流小于 0.6 A 时,磁滞压降未完全发挥作用,压降模型中的粘滞压降占整个压降的比例较大,导致仿真结果比理论值要大;当加载电流等于 0.6 A 时,仿真结果与理论计算结果一致;但随着加载电流的增加,仿真结果比理论值略低,主要是因为加载电流增加到一定值时,磁致压降发挥作用并逐渐趋于最大值,由于仿真模型的近似处理,导致仿真计算结果偏低,但总体趋势一致。

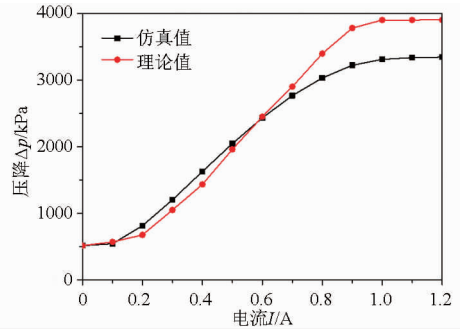


图9 仿真和理论压降随电流变化对比曲线

Fig. 9 Comparison of simulated pressure drop and estimated pressure drop under different applied currents

图 10 所示为轴向圆环阻尼间隙厚度为 1.0 mm,径向圆盘阻尼间隙厚度分别为 0.5、0.8、1.0、1.5 mm 时的混合流动式磁流变阀压降随电流变化曲线。从图中可看到,在磁流变液饱和之前,混合磁流变阀压降随电流增加而增大;另外,加载电流一定时,径向圆盘阻尼间隙厚度越小,所对应的压降越大;径向圆盘阻尼间隙厚度为 0.5 mm,轴向圆环阻尼间隙厚度为 1.0 mm 时所对应的压降最大,最大压降为 3 342 kPa。

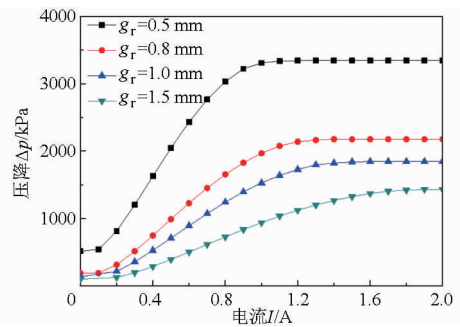


图10 不同径向圆盘阻尼间隙厚度时压降随电流变化曲线

Fig. 10 Estimated pressure drop under different applied currents and different radial resistance gaps

3 混合流动式磁流变阀压降性能分析

3.1 混合流动式磁流变阀样机制作

在理论分析、电磁场仿真及结构设计基础上,加工了如图 11 所示的混合流动式磁流变阀。该阀的主要结构参数如表 2 所示。

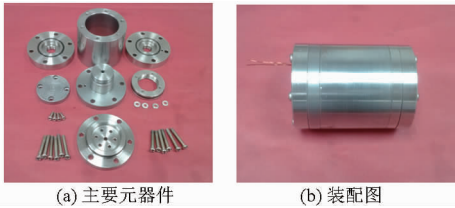


图 11 混合流动式磁流变阀实物图

Fig. 11 Prototyping of hybrid fluid flow MR valve

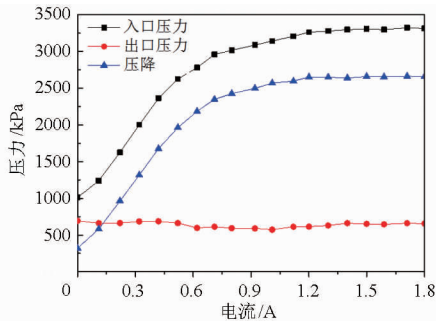
表 2 混合流动式磁流变阀主要结构参数

Tab. 2 Parameter values of hybrid fluid flow MR valve

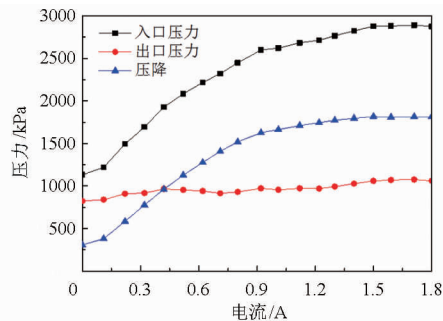
参数	数值
轴向圆环阻尼间隙厚度 g_a /mm	1
径向圆盘阻尼间隙厚度 g_r /mm	0.5 ~ 1.5
阀体厚度 t_h /mm	10
磁流变阀半径 R /mm	31
阀芯长度 L /mm	41
绕线槽厚度 W_c /mm	7
孔口半径 R_0 /mm	2
阀芯左侧带螺纹处半径 R_d /mm	13
阀芯左侧不带螺纹处半径 R_c /mm	14
阀芯右侧厚度 t_c /mm	8
轴向圆环阻尼间隙长度 L_a /mm	4.2
径向圆盘阻尼间隙长度 L_r /mm	11
定位圆盘厚度 t_d /mm	8

3.2 压降性能试验

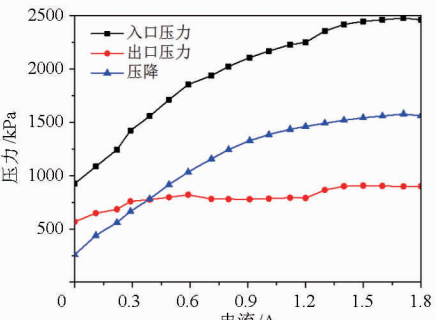
在自行搭建的磁流变阀性能测试试验台上对所



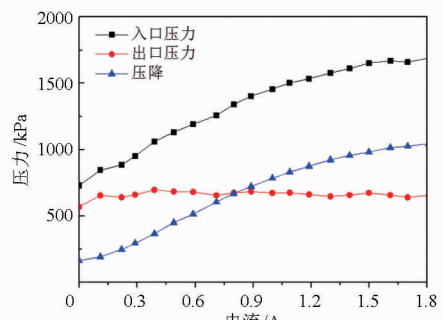
(a) $g_r=0.5$ mm



(b) $g_r=0.8$ mm



(c) $g_r=1.0$ mm



(d) $g_r=1.5$ mm

图 13 4 种径向圆盘阻尼间隙厚度下压力随电流变化曲线

Fig. 13 Pressure change under different applied currents and radial resistance gaps

图 14 所示为 4 种径向圆盘阻尼间隙厚度下混合流动式磁流变阀压降随电流变化曲线。由图可知,压降随加载电流的增加而增大,并逐渐趋于最大

设计的混合流动式磁流变阀压降性能进行试验测试分析^[16]。为了研究径向圆盘阻尼间隙对磁流变阀压降的影响,试验中加工了如图 12 所示的大小相同,厚度分别为 0.5、0.8、1.0、1.5 mm 的 4 种不同尺寸的垫圈,用于调节径向圆盘阻尼间隙厚度。

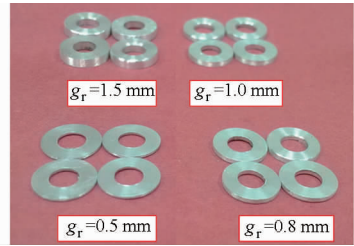


图 12 4 种不同尺寸的垫圈

Fig. 12 Four sizes of washer used in the experiment

图 13 所示为 4 种径向圆盘阻尼间隙厚度下的磁流变阀压力随电流变化曲线。由图可知,磁流变阀的入口压力和压降均随着加载电流的增加而增大,而出口压力基本保持在 700 kPa 左右。这是因为压降是由入口压力减去出口压力所得,而出口压力是通过调节试验系统中的溢流阀旋钮来实现的。旋钮固定时,出口压力也一定。从图中还可观察到出口压力存在少量的波动,这是因为电动机在运转过程中会引起振动,同时齿轮泵由于长期工作,内啮合齿轮会发生磨损,使得系统流量产生波动。

值并达到稳定;径向圆盘阻尼间隙厚度越小,混合流动式磁流变阀所对应的饱和电流也越小;另外,同一加载电流下,径向圆盘阻尼间隙厚度越小,系统产生

的压降也越大,说明该磁流变阀可以在体积不变的情况下实现增大压降的目的。当径向圆盘阻尼间隙厚度为 0.5 mm 时,混合流动式磁流变阀所对应的压降最大,为 2 650 kPa。

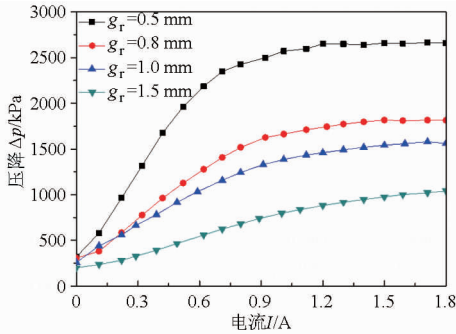


图 14 4 种径向圆盘阻尼间隙厚度下压降随电流变化曲线

Fig. 14 Pressure drop change under different applied currents and radial resistance gaps

通过公式(17)以及图 14,可以得到混合流动式磁流变阀的压降可调范围 λ 。当径向圆盘阻尼间隙厚度分别为 0.5、0.8、1.0、1.5 mm 时,压降可调范围 λ 分别为 7.31、5.21、5.03 和 4.20。由数据可知,径向圆盘阻尼间隙厚度越小,压降可调范围就越大。这也进一步说明所设计的混合流动式磁流变阀在保持外形结构尺寸不变的情况下,通过更换垫圈就可实现增大压降可调范围的目的。

图 15 所示为轴向圆环阻尼间隙厚度为 1.0 mm,径向圆盘阻尼间隙厚度为 0.5 mm 时试验压降和仿真压降对比曲线。由图可知,加载电流较小时,试验压降与仿真压降结果基本相等;但随着电流的增加,试验压降比仿真压降要低,稳定后的差值为 692 kPa。产生误差的主要原因在于磁场作用下,液流通道里面的磁流变液铁粉颗粒由单链状聚集成柱状,使得仿真时的饱和剪切应力要大于实际试验中的饱和剪切应力。另外,试验过程中的磁场存在一定程度的漏磁,也会导致实际压降测量结果偏低,但试验压降和仿真压降总体趋势一致。

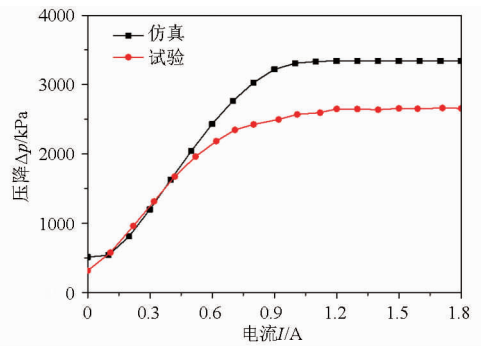


图 15 仿真与试验压降对比曲线

Fig. 15 Pressure drop comparison of simulated and experimental results

4 结论

(1) 提出并设计了一种结构紧凑的混合流动式磁流变阀,该磁流变阀阻尼间隙处液流通道由单个轴向圆环流动、单个径向圆盘流动和单个中心小孔流动串联组合而成,整个混合流动式磁流变阀的外形直径为 62 mm,轴向长度为 80 mm。在保证外形尺寸的前提下,这种结构设计增加了有效阻尼长度,阀的压降也相应得到增加。

(2) 对混合流动式磁流变阀的磁路进行了理论分析,同时推导了其压降数学模型。采用有限元法对其电磁场进行了建模仿真,仿真结果表明,当轴向圆环阻尼间隙厚度为 1.0 mm,径向圆盘阻尼间隙厚度为 0.5 mm,加载电流为 1.2 A 时压降最大,为 3 342 kPa。

(3) 对混合流动式磁流变阀压降性能进行了试验测试,试验结果表明,当轴向圆环阻尼间隙厚度为 1.0 mm、径向圆盘阻尼间隙厚度为 0.5 mm 时,加载电流为 1.2 A 时的压降最大,为 2 650 kPa。试验压降和仿真压降总体趋势一致。

(4) 仿真和试验结果表明径向圆盘阻尼间隙厚度越小,所对应的压降和压降可调范围就越大,这进一步说明所设计的混合流动式磁流变阀在保持体积一定的情况下,能够实现增大压降和压降可调范围的目的。

参 考 文 献

- GONCALVES F D, KOO J H, AHMADIAN M. A review of the state of the art in magnetorheological fluid technologies—Part I: MR fluid and MR fluid models[J]. The Shock and Vibration Digest, 2006, 38(3): 203–219.
- ZHU X, JING X, CHENG L. Magnetorheological fluid dampers: a review on structure design and analysis[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2012, 23(8): 839–873.
- SUN S, DENG H, LI W, et al. Improving the critical speeds of high-speed trains using magnetorheological technology[J]. Smart Materials and Structures, 2013, 22(11): 115012.
- SAHIN H, WANG X, GORDANINEJAD F. Magneto-rheological fluid flow through complex valve geometries[J]. International Journal of Vehicle Design, 2013, 63(2–3): 241–255.
- 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.
- SHAH K, CHOI S B. A new magnetorheological mount featured by changeable damping gaps using a moved-plate valve structure

- [J]. *Smart Materials and Structures*, 2014, 23(12): 125022.
- 7 LI W H, DU H, GUO N Q. Finite element analysis and simulation evaluation of a magnetorheological valve[J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2003, 21(6): 438 - 445.
- 8 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.
- 9 GORODKIN S, LUKIANOVICH A. Magnetorheological throttle valve in passive damping system[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 1998, 9(8): 637 - 641.
- 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 ICHWAN B, MAZLAN S A, IMADUDDIN F, et al. Development of a modular MR valve using meandering flow path structure [J]. *Smart Materials and Structures*, 2016, 25(3): 037001.
- 13 赵灿, 刘丹丹, 汤春瑞. 一种非直线液流通道的磁流变阀: 中国, 200810065763.9[P]. 2010-06-02.
ZHAO Can, LIU Dandan, TANG Chunrui. A magnetorheological valve with a non-linear flow path: ZL 200810065763.9[P]. 2010-06-02. (in Chinese)
- 14 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.
- 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 胡国良, 李海燕, 张海云. 圆环流磁流变阀压降性能分析与试验[J]. *农业机械学报*, 2016, 47(3): 381 - 388.
HU Guoliang, LI Haiyan, ZHANG Haiyun. Performance analysis and experimental tests of pressure drop of annular type magnetorheological valve[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2016, 47(3): 381 - 388. (in Chinese)
- 17 胡国良, 李海燕, 李卫华. 径向流和圆环流磁流变阀压降性能对比与试验[J]. *农业机械学报*, 2016, 47(4): 364 - 371, 405.
HU Guoliang, LI Haiyan, LI Weihua. Comparison and experiment of pressure drop of radial and annular type magnetorheological valves[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2016, 47(4): 364 - 371, 405. (in Chinese)
- 18 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.
- 19 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): 025024.
- 20 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): 095032.
- 21 AI H X, WANG D H, LIAO W H. Design and modeling of a magnetorheological valve with both annular and radial flow paths [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2006, 17(4): 327 - 334.
- 22 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): 115001.
- 23 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): 065017.
- 24 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.