

DOI: 10.7652/xjtuxb201711012

基础振动下电磁换向阀压力流量特性研究

刘瑞春¹, 张怀亮^{1,2}, 李卫¹

(1. 中南大学机电工程学院, 410083, 长沙; 2. 中南大学高性能复杂制造国家重点实验室, 410083, 长沙)

摘要: 针对基础振动对电磁换向阀压力-流量特性的影响, 采用控制阀口压差模拟压力损失的方法, 同时考虑基础振动引起的阀芯瞬态液动力和电磁力的变化, 建立了基础振动下的电磁换向阀的数学模型和仿真模型, 实验验证了模型的准确性, 分析了基础振动参数和结构参数对阀的压力-流量特性和流量波动的影响。研究表明: 小流量、低压降电磁换向阀对基础振动的顺应性较好; 基础振动下存在压力-流量特性降低区域和流量波动失效区域, 压差为 0.7 MPa 时的压力-流量特性降低区域是 0.4 MPa 时的 45 倍; 弹簧刚度小于 5 kN/m 时, 减小阀芯质量、增大阻尼系数有利于降低流量波动幅值。该研究对基础振动下电磁换向阀的选型和设计提供了一定的理论参考。

关键词: 基础振动; 电磁换向阀; 压力-流量特性; 流量波动

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)11-0079-09

Pressure-Flow Characteristics of Electromagnetic Directional Valve Under Foundation Vibration

LIU Ruichun¹, ZHANG Huailiang^{1,2}, LI Wei¹

(1. College of Mechanical and Electrical Engineer, Central South University, Changsha 410083, China;

2. State Key Laboratory of High Performance and Complex Manufacturing, Central South University, Changsha 410083, China)

Abstract: Aiming at the impact of foundation vibration on pressure-flow characteristics of electromagnetic directional valve, the mathematical model and simulation model of the electromagnetic directional valve under the foundation vibration are established by controlling differential pressure of valve port to simulate the pressure loss. The transient flow force and electromagnet force under the foundation vibration are considered, and the accuracy of the model is verified experimentally. The influences of foundation vibration parameters and structure parameters of the valve on the pressure-flow characteristics and the flow fluctuation are discussed. The results show that electromagnetic directional valve with small flow and low pressure loss is more suitable for the foundation vibration environment. The pressure-flow characteristic reduction zone and the flow fluctuation failure area under foundation vibration are obtained, and the pressure-flow characteristic reduction area for the differential pressure of 0.7 MPa gets 45 times of that of 0.4 MPa. The flow fluctuation amplitude can be decreased by reducing the spool mass and increasing the damping coefficient and the spring stiffness ought to be less than 5 kN/m.

Keywords: foundation vibration; electromagnetic directional valve; pressure-flow characteristic; flow fluctuation

收稿日期: 2017-03-01。 作者简介: 刘瑞春(1990—),男,硕士生;张怀亮(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家重点基础研究发展计划资助项目(2013CB035400)。

网络出版时间: 2017-09-06

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20170906.1523.008.html>

硬岩掘进机(TBM)是应用于隧道施工作业的高新技术装备,在破岩掘进的过程中产生的强振动十分突出^[1-3]。电磁换向阀作为TBM液压系统的重要元件,其性能的优劣和稳定对TBM掘进过程中的安全和工效具有重要的影响。

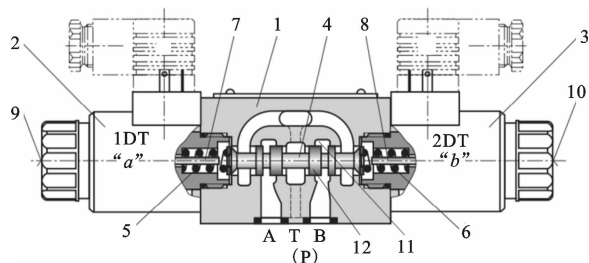
压力-流量特性作为换向阀的关键性能得到了广泛的研究。魏中良等发现,增大阀芯行程、阀口尺寸及阀套直径可以加大先导阀的出口流量^[4]。弓永军等研制了直接密封的纯水换向阀,结果表明该阀具有较好的静态特性,总压降低于1.1 MPa^[5]。王祖温等研究发现,开口大小和接口管径是影响换向阀流量特性的主要因素,节流阀口的绕台阶会影响气流分布和阀的压力损失^[6]。宋又廉研究了比例换向阀的阀口压降,获得了不同的阀口面积、进油方式和负载下的阀口压降的计算方法^[7]。韩伟研究表明,换向阀额定流量下的压力损失在合理范围内^[8]。在电磁换向阀的振动方面,文献[9-10]研究了振动环境下的电磁换向阀的动态特性,表明外界振动会引起阀芯的位移波动,然而该文献没有进一步研究阀的性能变化。其他研究主要集中于阀自身振动引起的阀的性能变化^[11-13],而对于外界基础振动引起的电磁换向阀的压力-流量特性变化的研究鲜有报道。

本文通过控制阀进、出口压差以模拟阀的压力损失,来探讨振动环境下的电磁换向阀在压差恒定时的流量变化,并将基础振动引起的瞬态液动力纳入到仿真模型中,以期了解基础振动参数对电磁换向阀的压力-流量特性的影响规律、提高工作性能和阀的选型提供参考。

1 结构及工作原理

三位四通电磁换向阀的结构原理如图1所示。电磁换向阀是采用电磁铁操作换向的滑阀,用以控制油液的开启、停止和换向。这种方向控制阀主要包括阀体、电磁铁、控制阀芯、复位弹簧、推杆及手动应急操作等。

当安装在阀体1两端的电磁铁2、3均不通电时,阀两端的对中弹簧5、6使阀芯4处于中间位置,阀芯的4个台肩与沉割槽的遮盖关系使图1中P、A、B、T彼此之间均不连通。当电磁铁3通电时,电磁铁3中的线圈吸合衔铁,并通过推杆8顶推阀芯4使之左移,且压缩弹簧5将阀芯推向左端,此时P与B沟通,A与T沟通。当电磁铁3断电时,依靠复位弹簧5的弹力,使阀芯4回复到中位,如果电磁铁3再次通电,则阀右位工作。当电磁铁2通电时,



1: 阀体; 2, 3: 电磁铁; 4: 控制阀芯; 5, 6: 复位弹簧; 7, 8: 推杆;
9, 10: 手动应急操作; 11: 沉割槽; 12: 台肩; P: 入油口;
T: 回油口; A, B: 出油口

图1 三位四通电磁换向阀的结构原理图

电磁铁2中的线圈吸合衔铁,并通过推杆7顶推阀芯4使之右移,且压缩弹簧6将阀芯推向右端,此时P与A沟通,B与T沟通。当电磁铁2断电时,依靠复位弹簧6的弹力,使阀芯4回复到中位,如果电磁铁2再次通电,则阀左位工作。

2 数学模型

根据基尔霍夫电压定律,线圈的回路电压方程为

$$u - u_c(t) = R_c i(t) + L_c \frac{di(t)}{dt} \quad (1)$$

式中: u 为电磁铁线圈两端电压; $u_c(t)$ 为衔铁运动时在线圈中产生的动生感应电动势; R_c 为线圈电阻; $i(t)$ 为通过电磁铁线圈的电流; L_c 为电磁铁线圈的电感。

由电磁感应理论可知,振动环境下的线圈动生感应电动势

$$u_c(t) = K_c \frac{d(x(t) + x_p(t))}{dt} \quad (2)$$

式中: K_c 为动生感应电动势系数; $x(t)$ 为衔铁位移; $x_p(t)$ 为壳体在振动作用下的位移; t 为时间。

根据虚位移原理可得电磁力方程为

$$F_e(t) = \frac{(i(t)N)^2}{2R_g l} \quad (3)$$

式中: $F_e(t)$ 为电磁铁输出力; l 为气隙长度, $l_0 = x_0 - x(t) - x_p(t)$ 为气隙初始长度; R_g 为气隙磁阻; N 为线圈匝数。

衔铁的位移方程式为

$$F_e(t) = m_e \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + B \frac{d(x(t) + x_p(t))}{dt} + k_h(x(t) + x_p(t)) + F_L \quad (4)$$

式中: m_e 为衔铁质量; B 为衔铁运动过程中的阻尼系数; $k_h = k + K_x$,其中 k 为弹簧刚度系数, $K_x = \partial F_e(t) / \partial x(t)$ 为电磁铁的电磁弹簧刚度; F_L 为负载作用力。

流量方程为

$$q=c_qA_P\left(\frac{2\Delta p}{\rho}\right)^{1/2}\tag{5}$$

式中: c_q 为滑阀阀口流量系数; A_P 为阀口过流面积; Δp 为阀口压差; ρ 为流体密度。

滑阀稳态液动力方程为

$$\left. \begin{aligned} F_s &= 2c_qc_v\omega x_0(p_p-p_L)\cos\theta\approx \\ &0.43\omega(p_p-p_L)x_0=k_sx_0 \\ k_s &= 2c_qc_v\omega(p_p-p_L)\cos\theta \end{aligned} \right\}\tag{6}$$

式中: ω 为阀口的面积梯度; c_v 为液流通过阀口的速度系数; θ 为射流角; p_p 为入流压力; p_L 为出流压力; k_s 为液动力刚度系数。

滑阀瞬态液动力方程为

$$\left. \begin{aligned} F_i &= -\rho L_0\frac{dq}{dt} = -\rho L_0c_q\omega\left(\frac{2\Delta p}{\rho}\right)^{1/2}\frac{dx_p}{dt} = \\ &-c_q\omega L_0(2\rho\Delta p)^{1/2}\frac{dx_p}{dt} = k_l\frac{dx_p}{dt} \\ k_l &= -c_q\omega L_0(2\rho\Delta p)^{1/2} \end{aligned} \right\}\tag{7}$$

式中: L_0 为阀腔长度; k_l 为阻尼系数。

主阀芯运动方程为

$$m\frac{dx_v^2}{dt^2}+B\frac{d(x_v-x_p)}{dt}+k(x_v-x_p)=F_e-F_1-F_w-F_f\tag{8}$$

式中: m 为阀芯的质量; F_1 为弹簧预紧力; $F_w=F_s+F_i$ 为阀芯运动过程中的稳态和瞬态液动力之和; F_f 为阀芯运动过程中的摩擦力。

3 仿真分析

3.1 仿真模型

为分析基础振动参数和结构参数对电磁换向阀

压力-流量特性的影响规律,以 DSG-02-3C4-D24-DL 型电磁换向阀为例,根据式(1)~(8),利用 Matlab 中的仿真工具 Simulink 建立了如图 2 所示的电磁换向阀的仿真模型。本文分析阀口压差(下文简称压差)为 0.1~0.7 MPa 时阀的流量值变化情况,主要仿真参数为 $m_e=0.063\text{ kg}$, $m=0.021\text{ 2 kg}$, $B=20\text{ N}\cdot\text{s/m}$, $k=2\text{ 995 N/m}$, $x_0=7\text{ mm}$, $u=24\text{ V}$, $L_c=0.2\text{ H}$, $k_c=0.049\text{ 4 V}\cdot\text{s/m}$, $N=1\text{ 680}$, $\rho=870\text{ kg/m}^3$, $c_q=0.69$, $c_v=0.6$, $L_0=13\text{ mm}$ 。根据 TBM 的施工现场获取的振动信号数据,设定仿真振动频率小于 200 Hz,振动幅小于 2 mm。

3.2 振动参数对压力-流量特性的影响

为保证仿真参数与实验参数相匹配,首先分析了无基础振动下阀的压力-流量特性曲线,并与阀的实验曲线进行了对比,结果如图 3 所示。由图可知,仿真结果与测试曲线吻合较好,最大误差为 8.7%,说明通过控制阀口压差模拟阀压力损失的仿真方法和所取仿真参数是准确的。

在基础振动作用下,电磁铁的输出力和阀芯位移产生波动,这将导致流量波动和流量大小发生变化。为分析振动环境下不同压差时振动参数对流量波动的影响,仿真分析了压差分别为 0.1、0.3、0.5、0.7 MPa,振动频率小于 200 Hz、振幅小于 2 mm 时,振幅和频率对流量波动幅值的综合影响规律,结果如图 4 所示。由图可知,随着振幅和频率的增大,流量波动幅值逐渐增大,不同压差下的流量波动幅值随振动参数的变化有所不同。压差分别为 0.1、0.3、0.5、0.7 MPa 时,最大流量波动幅值分别为 3.414 8、

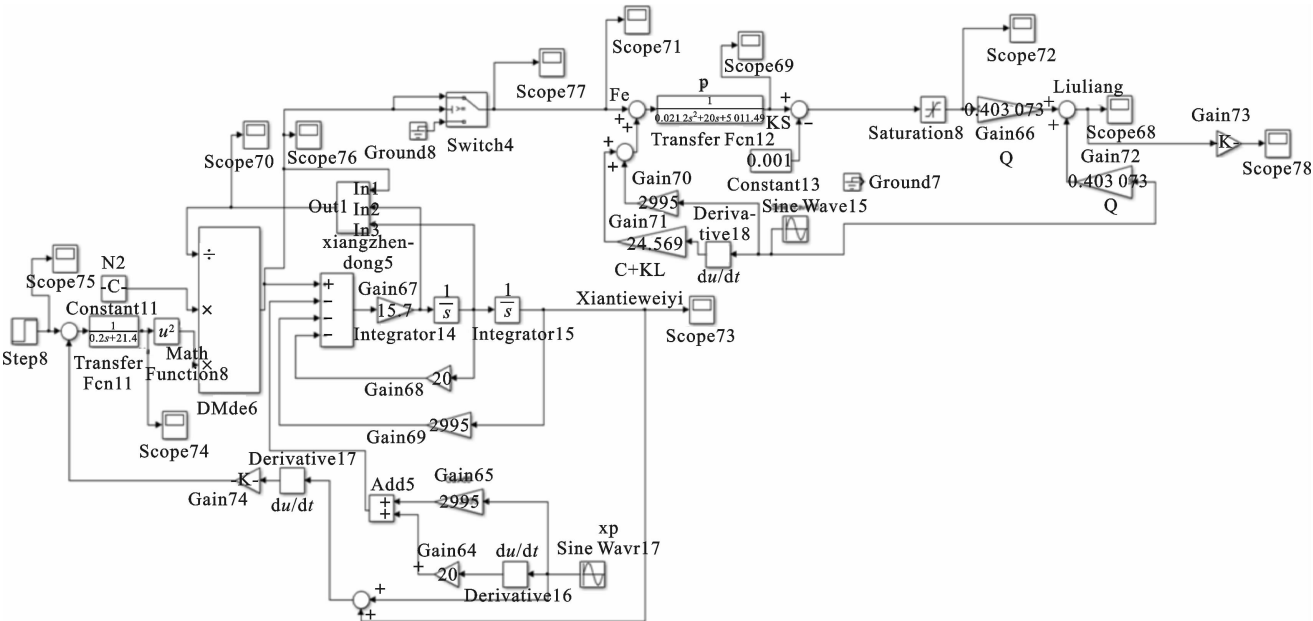


图 2 电磁换向阀仿真模型

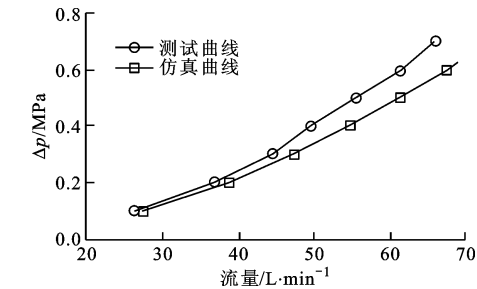
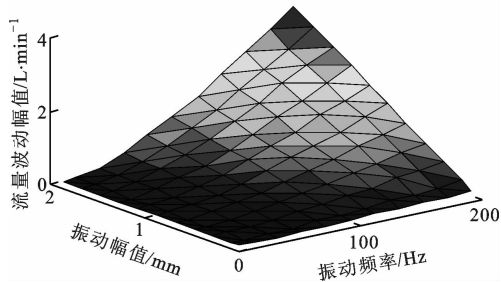
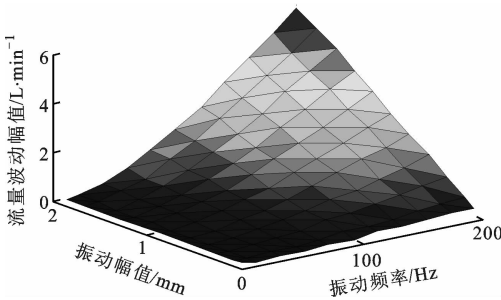


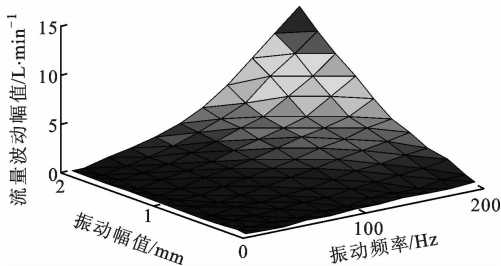
图 3 无振动时流量响应曲线



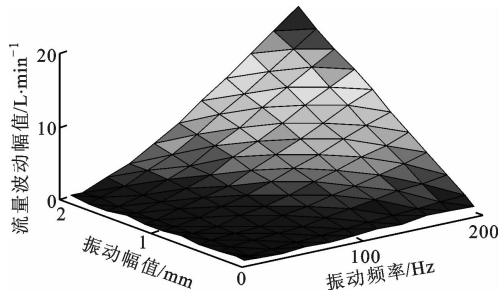
(a) $\Delta p = 0.1 \text{ MPa}$



(b) $\Delta p = 0.3 \text{ MPa}$



(c) $\Delta p = 0.5 \text{ MPa}$

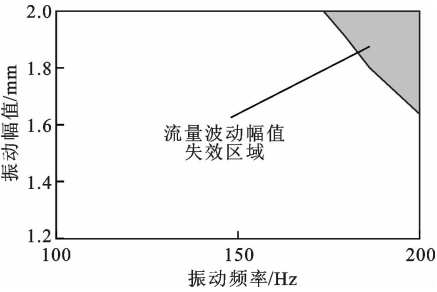


(d) $\Delta p = 0.7 \text{ MPa}$

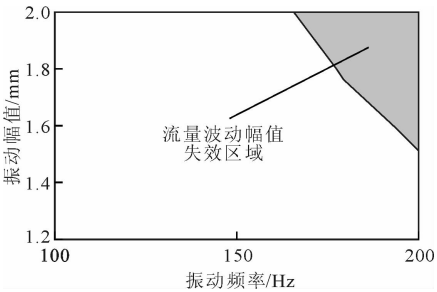
图 4 振动参数与流量波动幅值的关系曲线

5.914 6、11.831 55、19.545 9 L/min。在振动参数相同而压差不同时,流量波动幅值的差异可解释为,阀口过流流量的大小不仅与阀口开度有关,与阀口压差也有关,阀口开度越大,阀口压差越大,流量则越大,在基础振动参数相同时,阀口压差越大,流量波动幅值也就越大。

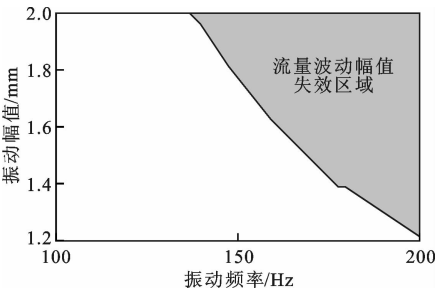
如图 5 所示,参照国家标准,对于溢流阀流量波动失效的定义,即流量波动幅值不超过无振动时稳定流量的 10% 为流量波动失效临界值,可获得振动环境下的流量波动失效区域。由图可知,高频、高幅



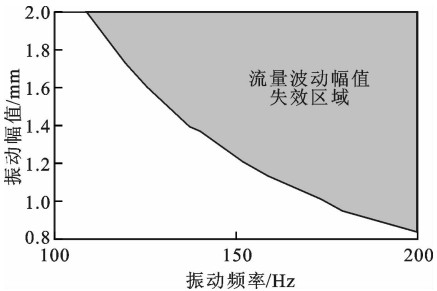
(a) $\Delta p = 0.1 \text{ MPa}$



(b) $\Delta p = 0.3 \text{ MPa}$



(c) $\Delta p = 0.5 \text{ MPa}$



(d) $\Delta p = 0.7 \text{ MPa}$

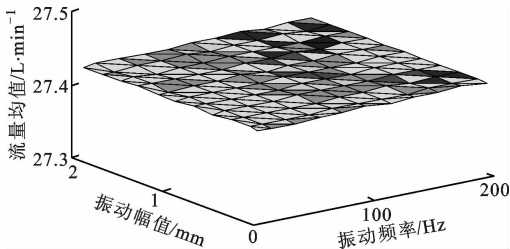
图 5 不同压差下的流量波动失效区域示意

振动易产生流量波动失效,压差越大,流量波动失效区域就越大。

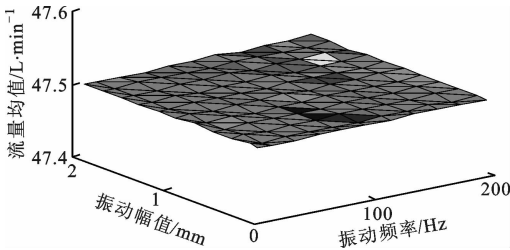
基础振动不仅会导致阀口流量波动,还将导致阀口流量大小发生变化,阀口流量大小的变化直接影响电磁换向阀的压力-流量特性。为分析基础振动作用下电磁换向阀的压力-流量特性,以振动环境下的流量平均值作为该振动参数下的流量值。仿真时分析了压差在 0.1~0.7 MPa 内、间隔为 0.1 MPa,振动频率小于 200 Hz、振幅小于 2 mm 时,振动幅值和频率对流量大小的综合影响规律,部分结果如图 6 所示。由图可知,当压差较小(小于 0.3 MPa)时,基础振动在该振动幅值和振动频率范围内只会

引起流量波动,并不会对流量均值产生太大影响。随着压差的增大,基础振动不仅会引起流量波动,还会导致流量降低,而且随着压差的增大,基础振动引起的流量降低的振动幅值和频率范围也将加大,在压差分别为 0.4、0.5、0.6、0.7 MPa 时的最大流量降低值分别为 1.159 1、4.197、7.339 4、10.473 8 L/min。

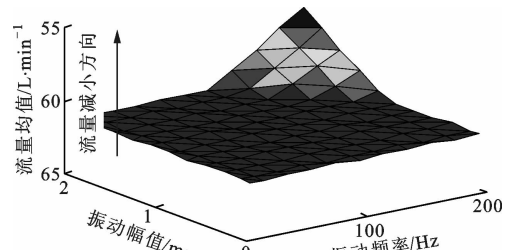
如图 7 所示,不同压差下引起流量降低的振动参数分布范围,即压力-流量特性降低区域,随着压



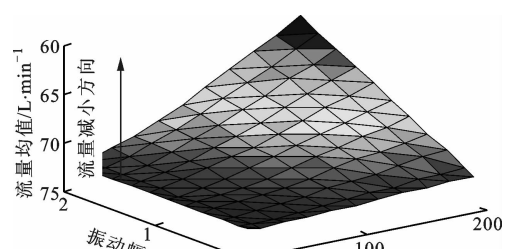
(a) $\Delta p=0.1$ MPa



(b) $\Delta p=0.3$ MPa

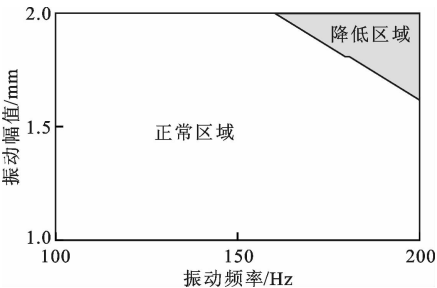


(c) $\Delta p=0.5$ MPa

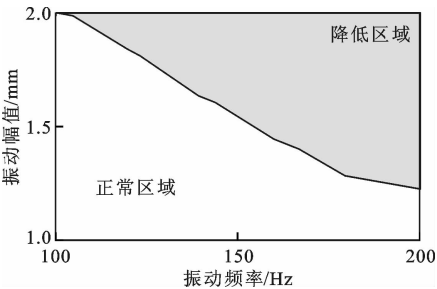


(d) $\Delta p=0.7$ MPa

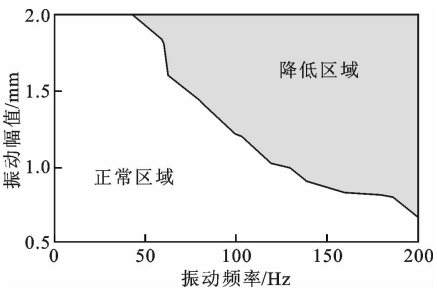
图 6 振动参数与流量均值的关系曲线



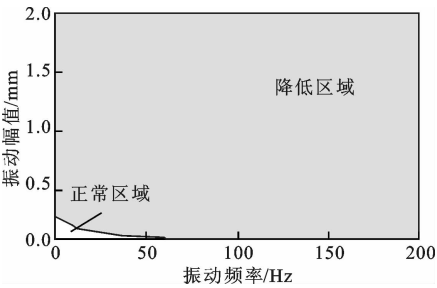
(a) $\Delta p=0.4$ MPa



(b) $\Delta p=0.5$ MPa



(c) $\Delta p=0.6$ MPa



(d) $\Delta p=0.7$ MPa

图 7 不同压差下的压力-流量特性降低区域示意

差的增大而增大,压差为 0.7 MPa 时的压力-流量特性降低区域是 0.4 MPa 时的 45 倍。流量波动幅值与阀芯位移波动幅值直接相关,而流量均值则与阀口开度大小直接相关。所以,不同压差下流量的减小现象可以解释为,在基础振动的作用下,阀芯处会产生瞬态液动力,瞬态液动力的存在会进一步阻碍阀芯运动,同时阀口压差大,阀内流体的液动力刚度和阻尼系数增大,这将进一步阻碍阀芯的运动。当这种阻碍力超过电磁铁的推动力时必将导致阀口开度减小,虽然压差的增大有助于流量增大,但当这种作用不足以抵消阀口开度减小带来的流量损失时,必将导致通过阀口的流量降低。

由图 5、7 可知,与大压差相比,压差较小(流量亦小)时,流量波动失效区域、压力流量特性降低区域、最大压力波动幅值及最大流量下降幅度都小,说明低压降、小流量阀在基础振动环境下具有更好的适应性,因此降低压力损失可以提高阀在振动环境下的压力-流量特性。

3.3 结构参数对压力-流量特性的影响

强振动下的电磁换向阀是一弹簧-质量-阻尼系统,因此仿真分析时阀芯质量在 0.005~0.05 kg 范围内变化,阻尼系数在 5~60 N·s/m 范围内变化,弹簧刚度在 1~100 kN/m 范围内变化。图 8~10 显示了振动频率为 100 Hz,振动幅值为 1 mm,压差分别为 0.1、0.3、0.5、0.7 MPa 时的阀口流量波动

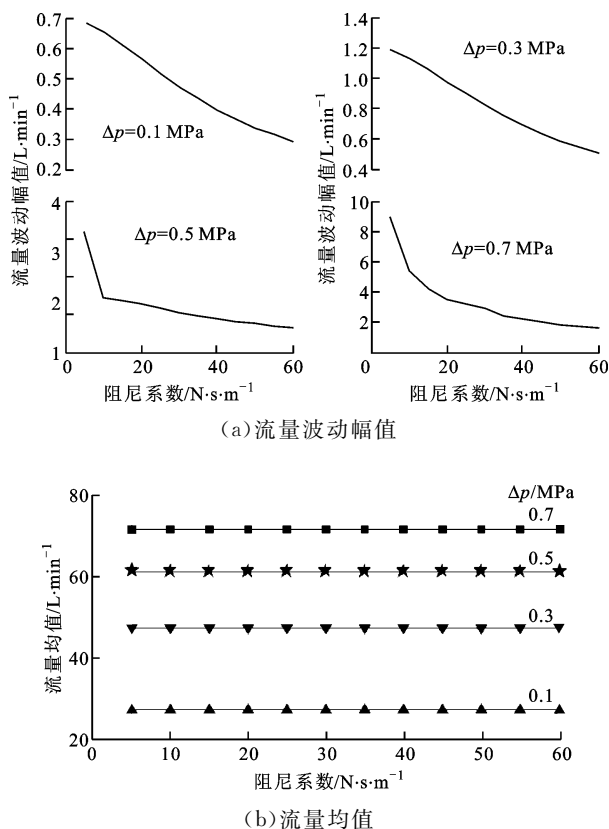


图9 阻尼系数对压力-流量特性的影响

和均值大小。由图可知:阀芯质量与流量波动幅值呈近似线性关系,且压差越大,线性增大比例越大;随着阀芯质量的增加,流量均值有减小的趋势,且压差越大,减小的趋势越明显。这主要是阀芯的质量大,惯性大,从而在振动作用下衔铁运动状态变化缓慢,由此导致了壳体与衔铁之间的相对运动更加剧烈。

由图 9a 可知,当压差较小时,随着阻尼系数的增加,流量波动幅值近似线性减小。当压差大于 0.5 MPa、阻尼系数小于 40 N·s/m 时,流量波动幅值随阻尼系数的增大迅速减小,而在阻尼系数大于 40 N·s/m 时,流量波动幅值随阻尼系数的增大缓慢减小。由图 9b 可知,随着阻尼系数的增加,流量均值变化较小,但均随着阻尼系数的增大有所降低。

由图 10a 可知,当弹簧刚度的变化使得系统的固有频率与振动频率相同时,流量波动幅值激增,而当固有频率不在共振范围时,随着弹簧刚度的增加,输出力波动幅值逐渐减小。在图中还可以看出,压差大,产生共振时的弹簧刚度反而减小。这是因为压差大,阀的液动力弹簧刚度大,产生共振所需的弹簧刚度相应减小。由图 10b 可知,弹簧刚度的变化对阀的流量有很大影响,当弹簧刚度在 5~20 kN/m

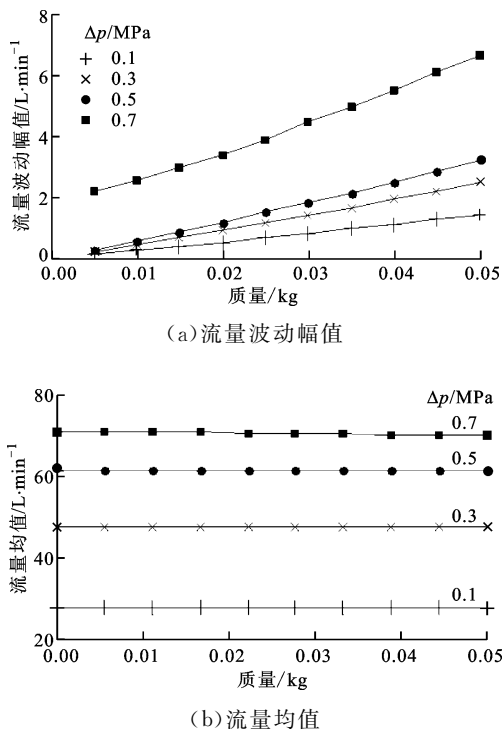


图8 阀芯质量对压力-流量特性的影响

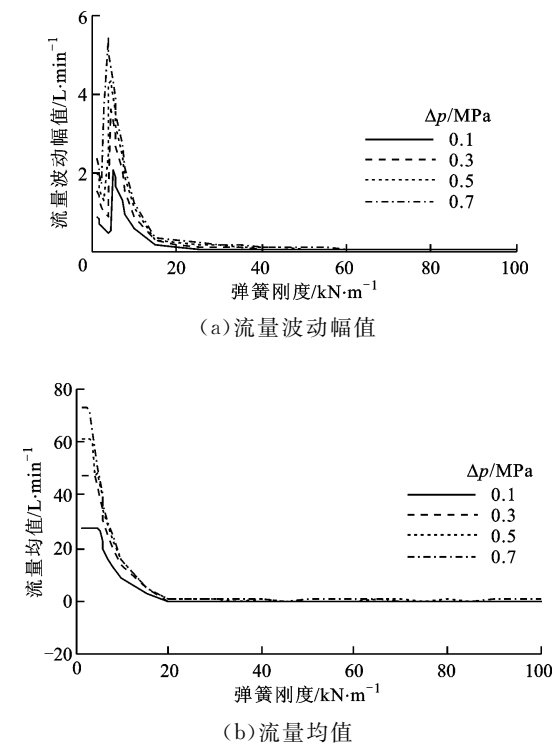


图 10 弹簧刚度对压力-流量特性的影响

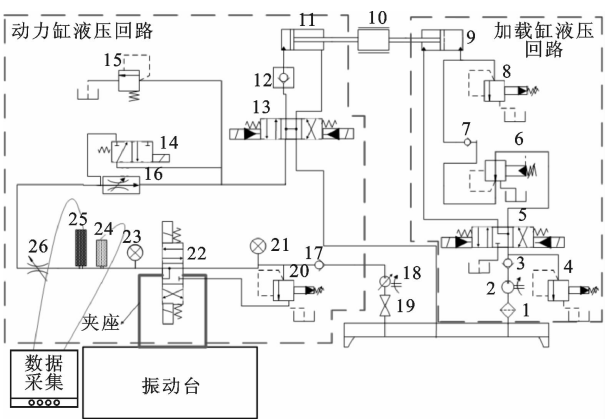
范围内变化时,随着弹簧刚度的增大,流量迅速减小,而当弹簧刚度大于 20 kN/m 时,阀口已经无法打开,即阀口开度为 0,所以此时的流量为 0。

4 实验验证

为验证数学模型和仿真分析结果的准确性,设计了测试系统实验台,实验系统原理如图 11 所示。被测阀安装在电磁振动台上,通过调节动力缸和加载缸回路对电磁换向阀的进、出口压力进行粗调,再通过溢流阀 20 和节流阀 26 对电磁换向阀的出、进口处压力进行精调,由压力表 21 和 23 获得电磁换向阀的进、出口压力差值,由流量传感器获得阀出口处的流量。实验台局部照片如图 12 所示。

首先测试了无基础振动下压差为 0.1 MPa 时的电磁换向阀的流量,结果如图 13 所示。由图可知,在无基础振动时,实验测量所得的流量为 21.3 L/min ,同条件下的流量仿真值为 23.045 L/min ,误差为 8.19%,说明了无振动时仿真模型的有效性。仿真值较实验值大的原因是,实验过程中存在流量的泄漏和损耗,而在仿真的过程中忽略了这些情况。

振动频率为 75 Hz、振幅为 1 mm 时,测试结果与仿真结果对比如图 14 所示。由图可知,在基础振动作用下,电磁换向阀的出口流量将产生周期性波动,实验测得的流量波动幅值为 0.21 L/min ,仿真



1:过滤器;2:定量泵;3:单向阀;4、8、20:先导式溢流阀;5、13:电液换向阀;6:先导式减压阀;7:单向阀;9:加载缸;10:惯性负载;11:动力缸;12:液控单向阀;14:换向阀;15:直动式溢流阀;16:调速阀;17:单向阀;18:变量泵;19:油源开关;21、23:压力表;22:实验用电磁换向阀;24:压力传感器;25:流量传感器;26:节流阀

图 11 电磁换向阀性能测试实验台原理图

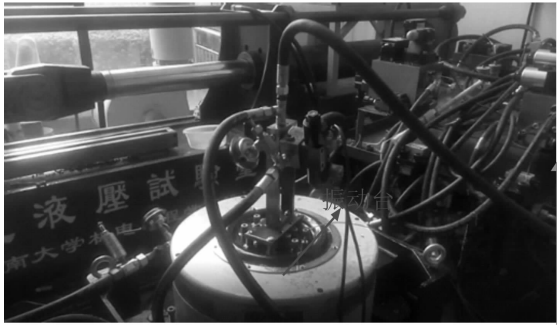


图 12 实验台局部照片

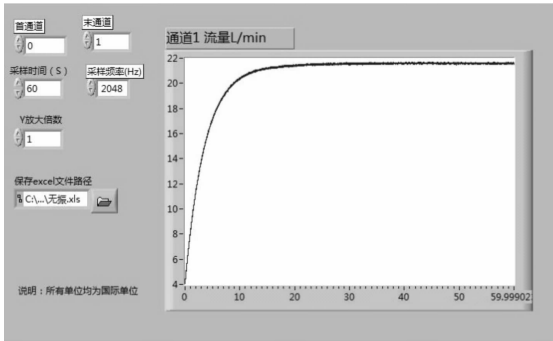
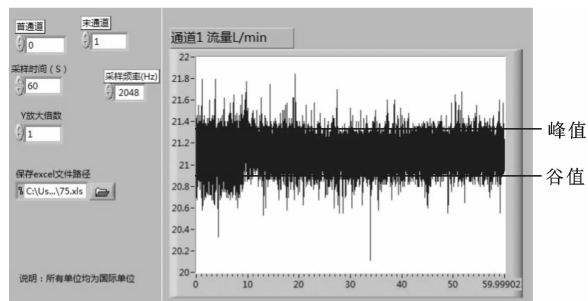


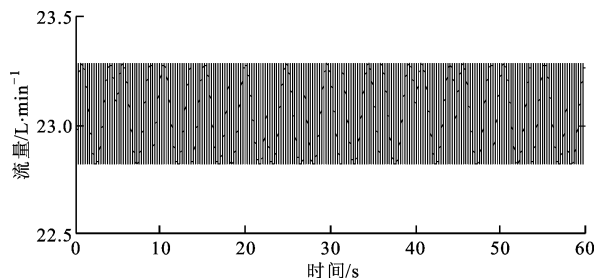
图 13 无基础振动时流量测试图

值为 0.231 4 L/min ,误差为 10.19%。

为进一步验证基础振动参数对电磁换向阀流量波动的影响规律,设定了电磁振动台的振动频率为 50 Hz,振幅在 0.1~2 mm 之间每隔 0.2 mm 进行一组实验,由此得到 11 组压差为 0.1、0.3 MPa 时的流量波动幅值的测量结果,提取每组相对应的波峰平均值和波谷平均值,计算出流量波动的幅值并进行拟合,且与仿真结果对比,结果如图 15 所示。



(a) 测试结果



(b) 仿真结果

图 14 流量波动对比图

由图可知,实验曲线与仿真曲线变化趋势基本一致,即随基础振动幅值的增大,流量波动幅值增大。压差为 0.1 MPa 时,实验值与仿真值的最大误差为 15.3%,最小误差为 2.1%;压差为 0.3 MPa 时实验值与仿真值的最大误差为 13.15%,最小误差为 2.97%。误差值在合理的范围内,说明所建立的基础振动下的电磁换向阀的数学模型和仿真模型的有效性。

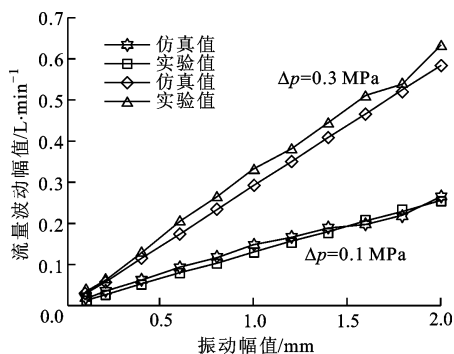


图 15 流量波动幅值随振动幅值变化的实验和仿真结果对比图

5 结 论

(1)建立了基础振动下电磁换向阀数学模型和仿真模型,并通过实验验证了它们的准确性;

(2)在压差小于 0.3 MPa 时,基础振动只会引起流量波动,当压差大于 0.3 MPa 时,基础振动不

仅会引起流量波动,还会导致流量均值减小,使阀的压力-流量特性降低;

(3)本文获得了不同压差下的流量值降低区域和幅值波动失效区域,由失效区域和降低区域可知,降低阀的压力损失有利于提高阀在振动环境下的适应性,同时还有助于振动环境下阀的选型;

(4)减小阀芯质量,增大阻尼系数,有利于降低流量波动幅值,同时弹簧刚度的选择应当避免产生共振,在共振值之外且保证阀口开度的前提下,可以适当增大弹簧刚度。

参考文献:

- [1] 陈立和. 浅析机械应用中的 TBM 与液压系统 [J]. 吉林省教育学院学报(科学版), 2011(2): 138-139.
CHEN Lihe. Study on TBM and hydraulic system in mechanical application [J]. Journal of Educational Institute of Jilin Province (Science Edition), 2011(2): 138-139.
- [2] LI X H, YU H B, YUAN M Z, et al. Study on the linear dynamic model of shield TBM cutter-head driving system [C]//37th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2011: 3864-3871.
- [3] ZHANG K, YU H, LIU Z, et al. Dynamic characteristic analysis of TBM tunneling in mixed-face conditions [J]. Simulation Modeling Practice and Theory, 2010, 18(7): 1019-1031.
- [4] 魏中良, 廉自生. 电磁先导换向阀的流量性能研究 [J]. 矿山机械, 2013, 41(8): 24-28.
WEI Zhongliang, LIAN Zhisheng. Study on flow performance of electromagnetic pilot valve [J]. Mining Machinery, 2013, 41(8): 24-28.
- [5] 弓永军, 周华, 谢伟, 等. 电液纯水换向阀实验研究 [J]. 液压与气动, 2004, 12(3): 71-73.
GONG Yongjun, ZHOU Hua, XIE Wei, et al. Experimental study on electrohydraulic pure water directional valve [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2004, 12(3): 71-73.
- [6] 王祖温, 郭晓晨, 包钢, 等. 基于流场的气动换向阀流量特性研究 [J]. 机械工程学报, 2004, 40(2): 1-4.
WANG Zuwen, GUO Xiaochen, BAO Gang, et al. Study on flow characteristics of pneumatic directional valve based on flow field [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(2): 1-4.
- [7] 宋又廉. 比例换向阀压降的计算方法和阀通径选择 [J]. 机床与液压, 2007, 35(5): 50-53.

(下转第 124 页)