

射流管伺服阀前置级的动态流场分析*

陈 佳,袁朝辉,郭 强,褚渊博

(西北工业大学自动化学院 西安 710129)

摘 要:射流管电液伺服阀的喷嘴到接收孔间的流场较为复杂,尤其在射流管偏转及阀芯运动的动态情况下,会存在回流、漩涡等现象。以某型射流管电液伺服阀结构为模型,结合射流管偏转时的阀芯力平衡关系,得到阀芯的运动方程,应用雷诺平均方程和标准两方程模式的封闭方程,通过流体动力学软件 FLUENT 建立射流管伺服阀喷嘴到阀芯两腔的三维可视化模型,仿真分析了喷嘴到接收孔的前置级瞬态流场及阶跃响应。仿真结果表明:接收孔中的涡量强度会影响射流管电液伺服阀的阶跃响应,涡量强度越大、振荡越大、阶跃响应越慢,并通过试验测试阀芯位移验证了数值计算的正确性,同时对比了不同接收孔间夹角的同时刻流量及阶跃响应,得到接收孔间夹角为 45° 的最优设计。研究方法和结果对于提高射流管电液伺服阀的动态响应有重要参考价值。

关键词: 流体动力学;射流管伺服阀;瞬态流场;涡量;动态响应

中图分类号: TH137.52⁺¹ **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 510.80

Dynamic flow field analysis of the prestage of jet pipe servo valve

Chen Jia, Yuan Zhaohui, Guo Qiang, Chu Yuanbo

(School of Automation, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: The flow field in the jet pipe and receivers is very complicated, especially in the dynamic situation, back flow and vortex etc. exist. Based on the model of a certain jet pipe servo valve, the movement equation of valve is obtained by combining force equilibrium of spool. Applying Reynolds averaged Navier-Stokes equations and the standard two equation model (liquid phase), a visual simulation model of the jet pipe to receivers of jet pipe servo valve is established through fluid dynamic software FLUENT. The fluid field and transient response of the prestage are simulated and analyzed which is from jet pipe to receivers. Simulation results demonstrate that the intensity of vorticity has effects on step response of jet pipe servo valve. The greater vorticity intensity results in the greater oscillation and the slower step response. The 45° is the best design of the angle between two receivers by comparing different angles between two receivers. This work has important reference value for improving dynamic response of jet pipe servo valve.

Keywords: fluid dynamics; jet pipe servo valve; transient flow field; vorticity magnitude; dynamic response

1 引 言

电液伺服阀作为电液伺服控制的关键元件,不仅实现了电气信号与液压信号之间的转换,而且能够实现功率放大,其性能会影响到整个系统的控制精度以及响应速度。电液伺服阀按先导级不同主要分为滑阀式、喷嘴挡板式和射流管式,其中射流管伺服阀因其具有抗污染能力强、力矩马达结构稳定及低压稳定等优点^[1],而被应用于航空、航天领域,波音、空壳及军用飞机的液压系统^[2]。

国外早在 20 世纪六七十年代就开始了射流管伺服阀的研究。文献[3-5]中叙述了射流管伺服阀的基本元件与操作规则;Allen C. M. 等人^[4]研究了主要结构参数对恢复压力的影响;文献[6]中试验测试了恢复压力和阀的动态响应。随着有限元、有限体积法等数值方法的发展,国外出现了用数值方法对射流管伺服阀进行建模及分析^[7]。我国在 21 世纪才逐渐开始了射流管伺服阀的研究,主要集中在力矩马达、射流流场的分析^[8-10]。射流管作为射流管伺服阀的先导级,其性能会影响到整个伺服阀的性能,由于其流场环境复杂,存在淹没射流、壁面绕流、壁面射流

及二次回流等,目前大都采用有限元或有限体积法。李如平等人^[11]基于有限体积法研究了不同工作介质下的射流管流场特性;赵康^[12]研究了喷嘴长度、喷嘴锥角及喷嘴出口的几何尺寸对射流管静态特性的影响;冀宏等人^[13]研究了射流管在不同偏转条件下的恢复压力和恢复流量;Li Y. S. 等人^[14]推导了固定喷嘴偏转下的前置级公式,并研究了不同喷嘴半径与接收孔半径比下的负载压力。

前述的国内研究者都是针对静态下前置级的恢复压力和恢复流量,但射流管伺服阀工作时,前置级的压力与流量会时刻改变。在动态下,由于阀芯的运动而引起的流固耦合关系及射流管的动态偏转引起的射流变化,会对流场产生很大的影响。阀芯腔缩小的一端,压力梯度呈现负增长而引起流体回流,会出现不同尺度的漩涡。漩涡的大小、强度会不同程度地影响正向流。射流管的偏转也会造成接收孔的压力、流量的变化。

目前,基于有限体积法的动态仿真已经被应用于各类流体元件的动态仿真中。Saha B. K. 等人^[15]利用动网格技术研究了压力调节阀阀芯的运动过程;Song X. G. 等人^[16]分析了安全阀关闭过程中的流场情况以及阀芯上所受到的液动力;文献^[17]中研究了 SF6 气体在阀芯运动时的流场分布情况。

本文针对静态下流场分析的不足,基于有限体积法,结合阀芯直线运动及射流管的偏转运动,应用雷诺平均方程及 $k-\varepsilon$ 两方程,对射流管前置级进行了动态数值分析,并研究了前置级不同结构参数下射流管伺服阀的动态响应,对提高射流管伺服阀的动态响应及稳定性具有重要的意义。

2 射流管式电液伺服阀的结构及工作原理

射流管电液伺服阀可以将微弱信号转换成相应流量及压力,实现了液压功率放大。其结构组成包括动铁式永磁力矩马达、射流管放大器、滑阀组件、反馈组件四部分组件,各组件通过力反馈建立协调关系,射流管式电液伺服阀结构示意图如图 1 所示。力矩马达采用干式永磁结构。前置级为射流管放大器,它由射流管与接收器组成。当给力矩马达输入控制电流 i 时,衔铁会产生一个偏角 θ ,使得射流管从中立位置发生偏转,喷嘴发生的位移 x_p ,喷嘴下面的两个接收孔接受的流体流量不同,喷嘴两接收腔便会形成的压力差 Δp ,阀芯在压力差的作用下,带动反馈杆的端点由静止向一端移动 x_s ,反馈杆继续变形,直到反馈杆作用于阀芯的力和油液作用于阀芯两端的压力达到动力学平衡,此时,反馈杆产生的力矩加上弹簧管产生的力矩,与电磁铁在电流 i 作用下产生的力矩,以及安全丝(扭丝)、进油管、和板簧产生的力矩达到平衡,阀芯处于平衡状态。

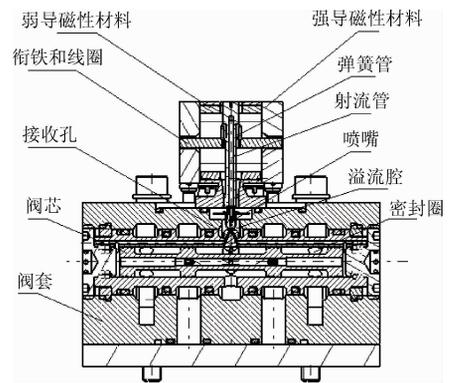


图 1 射流管伺服阀结构

Fig. 1 Structure schematic of jet pipe servo valve

3 数值计算前处理

3.1 模型描述

油液介质经柔性管进入伺服阀的射流管后,通过收缩喷嘴进入接收孔,接收孔和阀芯两端容腔连接,两端容腔油液的压差大小决定负载流量的多少,多余的油液经喷嘴与接收孔间的圆盘缝隙流入到伺服阀的回油口,圆盘中的流场相当复杂。选择喷嘴前端到阀芯两端容腔为数值模拟范围,其中喷嘴前端和圆盘侧面分别为油液入口和出口,结合某型射流管伺服阀的结构参数,考虑到射流管的偏转,建立前置级动态仿真三维数值模型如图 2 所示。图中:喷嘴长 10 mm,直径为 1.2 mm;圆盘高为 0.4 mm,半径为 6 mm;两接收孔间距为 0.1 mm,夹角为 45° ;阀芯两端容腔厚度为 2 mm,半径为 3 mm。

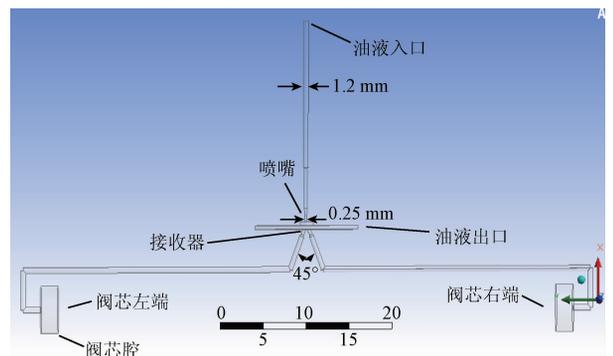


图 2 前置级三维模型

Fig. 2 Three dimensional model of prestage

3.2 控制方程及湍流模型选择

通过流体动力学软件 FLUENT 预测射流管伺服阀前置级动态下的涡量分布和阀芯运动状态,将高速流动的液压油介质作为连续相,在欧拉坐标下模拟连续相的流场。

射流管式伺服阀喷嘴接收器内部流场流速较高且为典型的湍流运动,若忽略流动的热传导和可压性,可通过雷诺平均方程(即动量方程)、连续性方程和附加的标准

$k-\varepsilon$ 输运方程进行射流管式伺服阀喷嘴接收器之间液体流动的数值模拟^[15-19]。雷诺平均方程为:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial (-\rho \overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} \quad (1)$$

忽略压缩性和热传导,则连续性方程为:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial u_l}{\partial x_l} = 0 \quad (2)$$

式中: ρ 为油液密度,单位为 kg/m^3 ; x_i, x_j 及 x_l 分别为流体在 i, j 及 l 方向上的速度,单位为 m/s ; ν 为油液的运动粘度,单位为 m^2/s 。

由式(1)中 $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ 的存在,雷诺平均方程不封闭,需要建立关于雷诺应力的模型假设,FLUENT 中提供了3种湍流模式: $k-\varepsilon, k-\Omega$ 和 Reynolds。其中,标准 $k-\varepsilon$ 模式可以计算复杂的湍流,被应用于各类液压控制阀的动态仿真中^[15-17],是目前应用最广泛的湍流模式,已经被成功应用在多种不同类型的流场,模型表示为:

$$-\overline{u_i u_j} = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) k \quad (3)$$

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

式中: k 为湍流动能,单位为 J ; ν_t 为湍流粘度,单位为 $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$; C_μ 为经验常数,取 0.09; ε 为湍能耗散率。其中,湍流动能 k 的方程为:

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[C_k \frac{k^2}{\varepsilon} \frac{\partial k}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P - \varepsilon \quad (5)$$

式中: P 为湍动能生成项, $P = 2\nu_t \delta_{ij} \delta_{ij}$, $\delta_{ij} = (\partial u_i / \partial x_j + \partial u_j / \partial x_i) / 2$; C_k 为经验常数,取 0.09。湍动能耗散率 ε 的方程为:

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[C_\varepsilon \frac{k^2}{\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] - C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_i}} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

式中: $C_\varepsilon = 0.09, C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92$ 。

对于上述流体流动的偏微分方程,最有效的计算方法是有限体积法。有限体积法,又称为控制体积法,在积分求解的过程中,为了将近似解展开成基函数与待定系数乘积的形式,需要利用节点上的场量值来描述节点间的场量分布情况。有限体积法生成离散方程的方法很简单,就是对描述流体流动的偏微分方程中的各项在控制体积内进行积分,这种方法具有其他数值计算方法不具备的优点,即能在任何情况下,不管网格多粗糙都能保证积分守恒^[18]。因此有限体积法具有很强的物理意义,即控制容积的通量平衡。有限体积法的分析过程在文献[19]中已有详细描述。

3.3 边界条件及油液属性

前置级中射流管到接收器间的流场比较复杂,进行局部网格加密,如图3所示。飞行器中的液压油通常选用15号航空液压油,因此选用其为流体介质,其密度为

$855 \text{ kg}/\text{m}^3$,动力粘度为 $0.01245 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。射流管伺服阀额定工作压力为 21 MPa ,因此设置图2中油液入口为压力入口边界,压力大小为 21 MPa ;图2中油液出口为压力出口边界,压力大小为 0.5 MPa ;其他为 Wall。

进行射流管伺服阀前置级的动态分析,需要用到 FLUENT 中的动网格技术,要对运动部分进行动网格设置。由于射流管整体围绕支点偏转,设定其为 ZONE-MOTION;阀芯两端的压差会驱动阀芯运动,设定图2中 left end 和 right end 为 CG-MOTION。

4 前置级运动分析

前置级运动主要包括射流管的偏转和阀芯的直线运动。假设衔铁带动射流管顺时针偏转 0.3° ,阀芯两端会产生压差,阀芯在运动过程中,反馈杆会变形,同时会带动反馈组件中的射流管逆时针偏转,直到阀芯处于平衡状态。同时,由于稳态液动力的存在,射流管仍会保持一定角度的偏转。

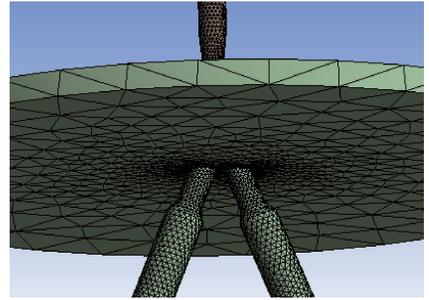


图3 局部网格加密

Fig. 3 Local mesh refinement

4.1 射流管偏转

由伺服阀结构及工作原理可知,射流管的偏转与反馈组件的反馈力、电磁力矩及阀芯位移有关,其理论计算的准确性不够好,采用有限元数值计算得到关系式^[20]:

$$\begin{cases} M = 27.28\theta + 311.85x_v + 3.53 \times 10^{-5} \\ F_f = 10754x_v + 277.98\theta + 4.59 \times 10^{-5} \end{cases} \quad (7)$$

式中: M 为电磁力矩,单位为 $\text{N} \cdot \text{m}$; θ 为射流管偏转角度,单位为 rad ; F_f 为反馈杆的反馈力,单位为 N ; x_v 为阀芯位移,单位为 m 。

4.2 阀芯运动分析

阀芯上的作用力主要有反馈杆的反馈力、两端容腔压力、侧压摩擦力、极化分子固有力、稳态液动力和瞬态液动力。

阀芯两端容腔压力通过流体网格上压力的积分来计算,积分面为左右两腔面积,压力为阀芯两端的压力分布,其计算公式为:

$$F_p = F_1 - F_2 = \oint_{A_1} p_i dA - \oint_{A_2} p_j dA = \sum_M p_i A_i - \sum_N p_j A_j \quad (8)$$

式中： F_p 为阀芯两端合力，单位为 N； A_1 、 A_2 分别为阀芯左、右两端面积，单位为 m^2 ； p_i 、 p_j 为流体网格上的压力，单位为 Pa； M 、 N 为阀芯左右两端的流体网格数。

阀压摩擦力是由油液从高压到低压通过阀芯与阀套间的间隙时压力分布不对称造成的，本文假设阀芯与阀套间隙对称，则忽略测压摩擦力。阀芯工作时，液体通过毛细缝并在压力作用下，液体分子会被极化，分子间会相互吸引，彼此紧紧牵连，形成极化分子固结力，其大小与静止时间成正比。本文中忽略极化分子固结力。

稳态液动力是流体流入阀腔和通过阀的控制窗口时由于流速和方向变化导致液流动量的变化而产生的作用于阀芯上的液流力，其方向总是力图关闭滑阀控制窗口，根据动量定理，稳态液动力为^[19]：

$$F_y = 0.43 W x_v p \quad (9)$$

式中： W 为滑阀窗口宽度，单位为 m； p 为进油压力，单位为 Pa。

瞬态液动力是流体有加速时引起的，假定油液是不可压缩的，阀腔内的油液质量 m 不变，阀腔内的油液速度变化率为 dv/dt ，则油液加速度为：

$$F_z = m \frac{dv}{dt} \quad (10)$$

取滑阀进出口之间沿轴向的距离为 L ，阀腔截面积为 f ， Q 为阀腔内流量，则式(10)可改为：

$$F_z = \rho L \frac{dQ}{dt} \quad (11)$$

由连续性方程可知，阀腔内流量即为阀口流量，则由节流公式可得：

$$Q = C_m W x_v \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (12)$$

式中： C_m 为流量系数； Δp 为阀腔进出口压差，单位为 Pa； ρ 为油液密度，单位为 kg/m^3 。

由式(11)、(12)可得：

$$F_z = C_m W L \sqrt{2\rho\Delta p} \frac{dx_v}{dt} + \frac{LC_m W x_v}{2\sqrt{\Delta p/\rho}} \frac{d(\Delta p)}{dt} \quad (13)$$

一般情况下， $d(\Delta p)/dt$ 对瞬态液动力的影响非常小，可忽略不计，则式(13)可简化为：

$$F_z = C_m W L \sqrt{2\rho\Delta p} \frac{dx_v}{dt} \quad (14)$$

F_z 的反作用力就是瞬态液动力，瞬态液动力恒与 F_z 反向，则瞬态液动力为：

$$F_{zR} = - C_m W L \sqrt{2\rho\Delta p} \frac{dx_v}{dt} \quad (15)$$

由式(8)、(9)、(14)及(15)可得到阀芯合力为：

$$F = F_p + F_{RZ} - F_y - F_f \quad (16)$$

5 仿真结果与分析

基于有限体积法，当残差曲线收敛到所设置的收敛精度以下时仿真完成，一般设定为 10^{-5} 即可满足计算精度。设定射流管的初始偏转角度为逆时针 0.3° ，即给定射流管伺服阀阶跃信号。

5.1 压力及涡量影响

图4所示为各时刻的压力云图，不同的颜色代表不同的压力区域，左侧为云图图例，单位为 MPa。在 0、0.1 及 10.02 ms 时，左端阀腔的压力大于右端。在 1 ms 时，左端阀腔的压力反而小于右端，这是由于阀芯在前一时刻的向右移动速度为 0.1 m/s，速度较大，左腔容积快速增大、右腔容积快速压缩造成的，右腔的压力可达到 20 MPa。阀芯在压差作用下会反向运动，当左腔压力大于右腔压力，阀芯会正向运动。阀芯就是在压差、反馈力等合力作用下反复运动，位移曲线如图5所示，阀芯从中立位置正向运动。图5中同时显示了射流管偏转角度随时间的变化，在 0.3 ms 时，偏转角度为 0.251° ，0.4 ms 时为 0.258° ，0.5 ms 时为 0.261° ，1 ms 后基本稳定，基本保持角度减小趋势。

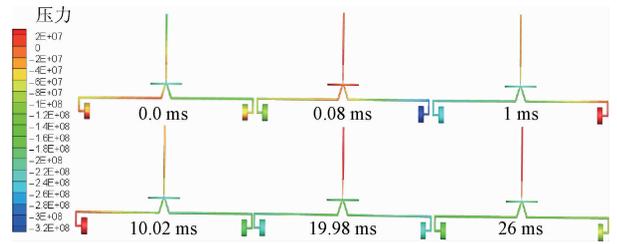


图4 各时刻压力云图

Fig. 4 Contour of pressure in different time

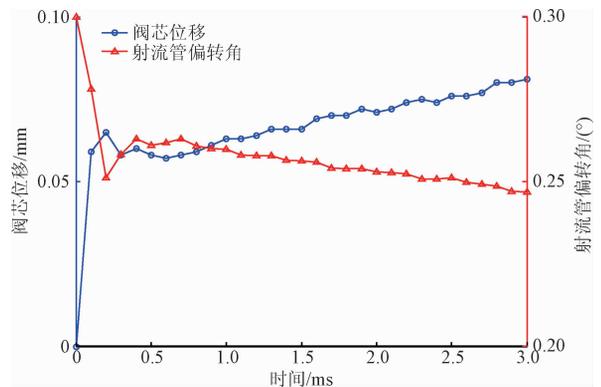


图5 阀芯位移与射流管偏转角度曲线

Fig. 5 Curve of spool displacement and jet pipe angle

阀芯运动引起的流固耦合及湍流运动会在管道中产生不同尺度的漩涡，漩涡的强度即涡量会影响伺服阀的稳定性。涡量越大，流体微团角速度越大，对正向流的阻

碍也就越大^[21],伺服阀的稳定性也就越差。图6所示为不同时刻射流孔到接收孔间的涡量强度云图。接收孔中产生的大尺度漩涡会将能量传递给小尺度漩涡,小尺度漩涡逐渐转化为内能耗散掉。图6中的0 ms时刻最大涡量达到了 10^7 s^{-1} ,0.8 ms时刻最大涡量为 $9 \times 10^6 \text{ s}^{-1}$,这段时间内阀芯会往复运动,射流管的偏转也会振荡。1 ms后,最大涡量为 $5 \times 10^6 \text{ s}^{-1}$,涡量减小,阀芯往复运动强度减小,射流管偏转振荡减小,伺服阀稳定性变好。

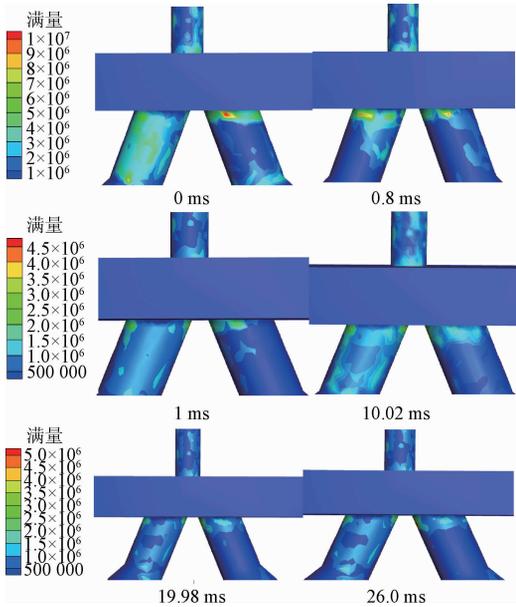


图6 接收孔各时刻涡量云图

Fig. 6 Contour of receivers vorticity magnitude in different time

5.2 接收孔夹角影响

接收孔为射流管与阀芯两腔间流体传导的桥梁机构,接收孔间的夹角大小会影响湍流中的涡量强度,从而影响射流管伺服阀的动态响应。前述为接收孔夹角45°时的仿真结果,分别增大与减小夹角角度,设定为36°及50°,仿真结果如图7,8所示。

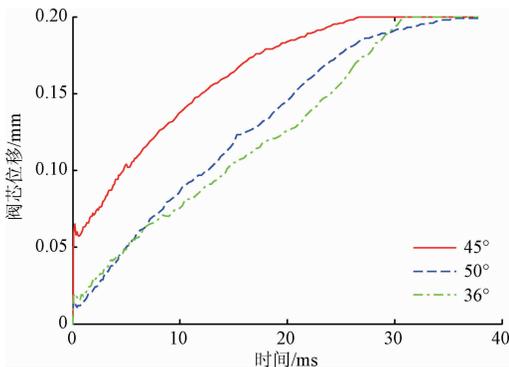


图7 阀芯位移曲线

Fig. 7 Curve of spool displacement

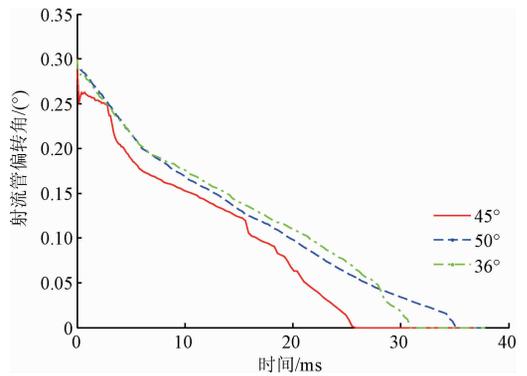


图8 射流管角度偏转曲线

Fig. 8 Curve of jet pipe angle

图9所示为20 ms时不同接收孔夹角的涡量强度云图,接收孔夹角为45°、36°及50°的同时刻涡量强度不同。45°夹角的接收孔涡量强度最小,最大的涡量为 $4 \times 10^6 \text{ s}^{-1}$,接收孔夹角为36°最大涡量为 $5.5 \times 10^6 \text{ s}^{-1}$,接收孔夹角为50°最大涡量为 $6 \times 10^6 \text{ s}^{-1}$ 。相应地,接收孔为45°的阀芯阶跃响应最快,26 ms时达到最大位移,36°的阀芯31 ms时达到最大位移,接收孔为50°的阀芯35 ms时达到最大位移。

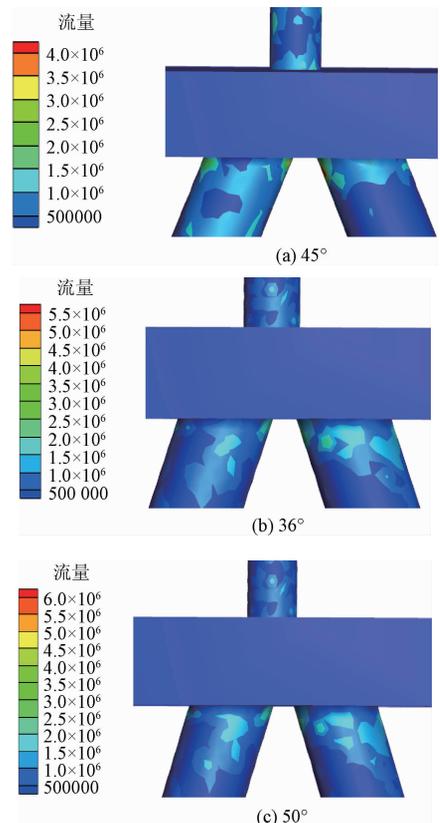


图9 20 ms时刻不同接收孔夹角涡量云图

Fig. 9 Vorticity Magnitude of different intersection angles of receivers at time 20 ms

6 试验验证

为了验证数值仿真的有效性,搭建了阀芯位移测试平台,试验平台装置如图10所示,测试系统主要由油源系统及计算机系统组成。其中,油源系统提供测试系统所需要的压力;计算机系统实现伺服阀信号输入和位移信号采集,AD采集卡使用10 kHz高频采集,3 mm内可采集30个点。



图10 阀芯位移测试平台

Fig. 10 Test platform of valve spool displacement

伺服阀阀体右端配做阀体端盖,引出阀芯位移,传感器选用SM12的光栅尺位移传感器,其分辨率为 $0.1\ \mu\text{m}$,量程为12.5 mm,在2 mm行程上可保证测量精度达到 $\pm 0.5\ \mu\text{m}$ 。

阀芯最大位移为2 mm,给定射流管伺服阀最大电流信号,即30 mA,测试阀芯位移时间关系。阀芯位移的仿真与试验结果如图11所示,数值计算得到的阀芯位移时间关系与试验结果基本一致。试验测试中的射流管伺服阀由于机械特性会存在一定的延迟,且数值计算忽略了摩擦力等影响,会有少量误差。

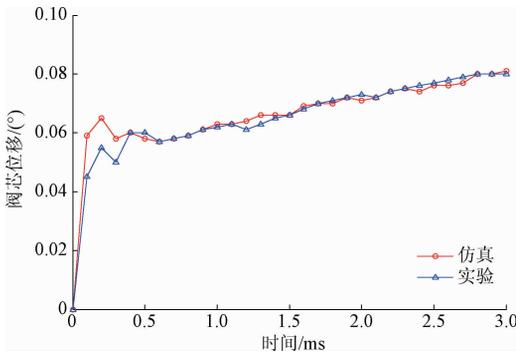


图11 测试结果与仿真结果对比

Fig. 11 Comparison of test results and simulation

7 结论

以某型射流管伺服阀结构为模型,结合有限体积法,

考虑到射流管的偏转及阀芯在液体压力、弹簧反馈力、稳态液动力、瞬态液动力等合力下的运动,仿真分析了前置级动态下的流场变化及阶跃响应,仿真结果说明接收孔涡量越大,正向流阻碍越大,前置级的动态响应越差。

对比不同接收孔夹角的前置级响应速度,得到接收孔夹角为 45° 时,接收孔中涡量最小,前置级响应速度最快。

参考文献

- [1] 黄增,侯保国,方群,等. 射流管式和喷嘴挡板式电液伺服阀之比较[J]. 流体传动与控制,2007,23(4): 43-45.
HUANG Z, HOU B G, FANG Q, et al. Comparison of electro-servo valves between jet-pipe type and nozzle-flapper type[J]. Fluid Power Transmission and Control, 2007, 23(4): 43-45.
- [2] 阎耀保. 射流管伺服阀欧美专利分析[J]. 液压气动与密封,2012(2): 68-73.
YIN Y B. Analysis of foreign patents of jet-pipe servo valve[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2012(2): 68-73.
- [3] MERRIT H E. Hydraulic control systems [M]. New York: Wiley, 1967.
- [4] ALLEN C M. Electrodynamics Servomechanisms [M]. New York: McGraw-Hill, 1963.
- [5] WATTON J. Fluid power systems: Modeling, simulation, analog and microcomputer control [M]. New Jersey: Prentice-Hall, 1989.
- [6] DUSHKESZ, CAHN S L. Analysis of some hydraulic components used in regulators and servo mechanisms [J]. ASME, 1952:595-601.
- [7] SOMASHEKHARS H, SINGAPERUMALM, KUMAR R K. Modelling the steady-state analysis of a jet pipe electrohydraulic servo valve [J]. Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2006, 220(2): 109-129.
- [8] 李松晶,宋彦伟,聂伯勋. 采用磁流体的射流伺服阀试验研究[J]. 机床与液压,2006(9):130-132.
LI S J, SONG Y W, NIE B X. Experiments study on jet-pipe servo valve with magnetic fluid [J]. Machine Tools and Hydraulics, 2006(9):130-132.
- [9] 杨月花. 伺服阀前置级流场分析及实验研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2006.
YANG Y H. Analysis and experimental research of prestage jet flow field in hydraulic servo valve [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2006.
- [10] 曹俊章. 伺服阀前置级射流流场的气穴仿真与试验研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2013.

- CAO J ZH. Simulation and experimental research of cavitation in the jet pipe flow field in pilot stage of a hydraulic servo valve [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2013.
- [11] 李如平, 聂松林, 易孟林, 等. 基于CFD的不同工作介质下射流管伺服阀流场特性研究[J]. 机床与液压, 2011, 39(3): 10-13.
LI R P, NIE S L, YI M L, et al. Flow characteristics simulation of jet pipe servo valve working in different medium based on CFD [J]. Machine Tools and Hydraulics, 2011, 39(3): 10-13.
- [12] 赵康. 射流管伺服阀流场建模与特性研究[D]. 武汉: 武汉科技大学, 2015.
ZHANG K. Jet pipe servo valve flow modeling and characteristic research [D]. Wuhan: Wuhan University of Science and Technology, 2015.
- [13] 冀宏, 魏列江, 方群. 射流管伺服阀射流管放大器流场解析[J]. 机床与液压, 2008, 36(10): 119-121.
JI H, WEI L J, FANG Q. Investigation to the flow of the jet pipe amplifier in a servo valve [J]. Machine Tools and Hydraulics, 2008, 36(10): 119-121.
- [14] LI Y S. Mathematical modelling and characteristics of the pilot valve applied to a jet-pipe/deflector-jet servovalve [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2016, 245(1): 150-159.
- [15] SAHA B K, CHATTOPADHYAY H, MANDAL P B. Dynamic simulation of a pressure regulating and shut-off valve [J]. Computers & Fluids, 2014, 101(9): 233-240.
- [16] SONG X G, CUI L, CAO M S. A CFD analysis of the dynamics of a direct-operated safety relief valve mounted on a pressure vessel [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 81(2): 407-419.
- [17] SRIKANTH C, BHASKER C. Flow analysis in valve with moving grids through CFD techniques [J]. Advances in Engineering Software, 2009, 40(3): 193-201.
- [18] 王慧, 张晓曼, 宋宇宁. MATLAB求解电液伺服阀的流量特性曲线[J]. 电子测量与仪器学报, 2015, 29(8): 1236-1244.
WANG H, ZHANG X M, SONG Y N. Solving flow characteristic curve of electro-hydraulic servo-valve with MATLAB [J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2015, 29(8): 1236-1244.
- [19] 张颖. 射流管伺服阀的模型构建与仿真研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2015: 50-52.
ZHANG Y. Research on the modeling and simulation of jet pipe servovalve [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2015: 50-52.
- [20] 赵开宇, 袁朝辉, 张颖. 射流管式伺服阀反馈弹簧组件分析[J]. 中国机械工程, 2013, 24(19): 2606-2610.
ZHAO K Y, YUAN ZH H, ZHANG Y. Analysis of jet pipe servo valve feedback spring components [J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24(19): 2606-2610.
- [21] 张芸, 张伟, 师奕兵, 等. 基于远场涡流的管道局部缺陷定量评估方法[J]. 仪器仪表学报, 2016, 37(3): 623-631.
ZHANG Y, ZHANG W, SHI Y B, et al. Research on local defects quantification of pipes based on RFEC testing [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2016, 37(3): 623-631.

作者简介



陈佳, 2010年于西安建筑科技大学获得学士学位, 2013年于西北工业大学获得硕士学位, 现在为西北工业大学在读博士生, 主要研究方向为基于液、机械耦合分析的液压测量附件及系统的分析、设计。

E-mail: chenjiadh658@126.com

Chen Jia received his B.Sc. degree in 2010 from Xi'an University of Architecture and Technology, and his M.Sc. degree in 2013 from Northwestern Polytechnical University. Now he is pursuing a Ph.D. candidate in Northwestern Polytechnical University. His main research interests include fluid-mechanical coupled analysis for hydraulic instrument and hydraulic system.



袁朝辉, 分别在1984年、1987年和2005年于西北工业大学获得学士学位、硕士学位和博士学位, 现为西北工业大学自动化学院教授、博士生导师, 主要研究方向为基于磁、液、机械耦合分析的液压附件及系统的分析以及设计、液压系统流场分析和液压系统测试与控制。

E-mail: yuazhh@nwpu.edu.cn

Yuan Zhaohui received his B.Sc., M.Sc. and Ph.D. degrees all from Northwestern Polytechnical University in 1984, 1987 and 2005, respectively. Now he is a professor and doctoral supervisor in Northwestern Polytechnical University. His main research interests include magnetic-fluid-mechanical coupled analysis for hydraulic instrument and hydraulic system, fluid analysis of hydraulic system, measurement and control of hydraulic system.