

DOI: 10.7652/xjtub201806012

沉割槽对滑阀阀芯径向卡紧力的影响

陆倩倩^{1,2}, 阮健¹, 李胜¹, 鲁鹏勇¹

(1. 浙江工业大学特种装备制造与先进加工技术教育部重点实验室, 310014, 杭州;

2. 浙江大学城市学院, 310015, 杭州)

摘要: 针对液压滑阀阀体沉割槽内液体流速不同会产生径向卡紧力的问题,利用 CFD 软件对某滑阀沉割槽处阀芯台肩所受径向压力分布进行研究,同时,根据滑阀内部流道的结构特点,结合理想流体伯努利方程,建立了沉割槽处阀芯台肩上压力分布的数学模型,并且通过实验验证了模型的准确性,分析了沉割槽尺寸及流量对阀芯径向压力分布的影响。研究表明:阀芯台肩上径向压力分布不均匀,且压力值随入口流量、沉割槽深度和宽度呈二次多项式函数关系上升;随压力点位置从远离出口位置至靠近出口呈平方关系下降;当阀口开度为 0.5 mm、流量为 40 L/min 时阀芯台肩径向卡紧力为 4.2 N,是流量为 10 L/min 情况下的 16 倍,且沉割槽深度减半后,卡紧力增至 14.47 N。最后,提出了一种偏心沉割槽结构,仿真结果表明,入口流量大于 40 L/min 时,偏心沉割槽结构中径向压力分布的不均匀度比传统同心结构提高了 64% 以上,有效降低阀芯径向卡紧力。

关键词: 滑阀;沉割槽;径向卡紧力;偏心

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)06-0076-08

Effects of Cutting Groove on Radial Clamping Force of a Slide Valve's Spool

LU Qianqian^{1,2}, RUAN Jian¹, LI Sheng¹, LU Pengyong¹

(1. Key Laboratory of Special Purpose Equipment and Advanced Manufacturing Technology, Ministry of Education, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China; 2. Zhejiang University City College, Hangzhou 310015, China)

Abstract: The radial force distribution of the spool is analyzed using computational fluid dynamics' software to solve the problem that radial clamping force is generated on the shoulder of the valve spool for the difference in flow velocity around the groove because of the existence of the cutting groove in the house of slide valve. A mathematical model of the pressure distribution is derived based on the inner flow channel structure of the slide valve with combination of the ideal fluid's Bernoulli equation and the accuracy of the model is verified by experiments. The results show that the radial pressure distribution on the spool shoulder is uneven, and the valve increases in quadratic polynomial form with the groove's depth, width, and inlet flow rate, while a decrease in square relation with the distance from the position to the exit port. The radial clamping force on the spool shoulder is 4.2 N when the inlet flow is 40 L/min and valve opening is 0.5 mm, which is 16 times larger than the value under 10 L/min. The force increases to 14.47 N when the depth of the groove is halved. Finally, an eccentric groove structure is proposed, and simulation results show that the structure reduces unevenness of the radial pressure on the spool by more than 64% when the flow is larger than 40 L/min, and effectively reduces the radial

收稿日期: 2017-12-07。 作者简介: 陆倩倩(1985—),女,博士生;阮健(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51405443,51605430)。

网络出版时间: 2018-03-15

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20180315.2041.008.html>

clamping force of the spool.

Keywords: slide valve; cutting groove; radial clamping force; eccentricity

阀芯作为液压滑阀的运动部件,其上所受的液动力、摩擦力等是制约滑阀特性的一个重要的因素,而其所受的径向不平衡力会产生阀芯卡紧,是影响运动特性关键因素之一。近10年来,Amirante^[1]运用计算机仿真技术研究了开中心滑阀阀芯上液动力与开口的变化关系并进行了实验验证^[2];设计了一种阀杆中部增加补偿轮廓的比例换向阀阀芯,能够平衡阀芯上液动力^[3]并进行了实验验证^[4]。王安麟等运用CFD技术研究了滑阀开启关闭过程中瞬态液动力的影响,并运用参数化建模优化阀芯中部补偿轮廓尺寸,为滑阀多学科结构优化奠定了基础^[5];吴小峰等利用计算流体动力学方法研究了液压换向阀轴向瞬态液动力的影响因素,同时提供了滑阀内部流道结构参数的优化设计方法^[6],但文献^[5-6]方法需要大量的试验数据,很难从理论上得到结构的最优设计。Lisowski等运用CFD和实验结合的方法,研究了在阀体上增加内流道的方式,可以在不改阀芯驱动力的情况下提高45%的额定流量^[7]。Lisowski等通过设计合理的阀芯几何结构,运用液动力在比例换向阀中进行压力补偿^[8-9],使得阀口射流角仅与阀芯位置相关,与压力无关,但并未明确油液流动形式、阀芯尺寸及其对阀性能参数的影响。Posa等运用边界层结合直接数字仿真技术分析了阀的开口量和阀口压差对流量系数和液动力的影响^[10],然而此研究难以通过实验进行验证。Guo等研究了大流量阀芯上不平衡力产生滑阀的液动力和阀芯振动,并提出每对阀口结构相同且初始开口或者遮盖量相等的条件下,可以确保作用在各阀口上液动力平衡^[11],但尚未进行实验验证。冀宏等研制了非全周开口滑阀压力分布及噪声测量实验装置^[12],通过阀套平移和转动依次测量不同开度阀口下阀腔壁面压力分布,并为研究节流槽结构、压力分布和噪声间的关系提供实验平台,为解决阀口局部压力测量提供一种有效的方法。以上学者均针对滑阀阀芯运动所受液动力对阀芯轴向受力的影响因素及改进措施。针对径向卡紧力研究,Hong等设计了一种螺旋槽的滑阀阀芯台肩^[13],用以改善润滑效果及压力分布。其他学者^[14]也多关注于阀芯台肩形状、平衡槽的形状尺寸及偏心等方面的研究。为了进一步提高液压阀的功率重量比,减小阀芯运动所需的驱动力,除了上述学者研究方向外,陆倩倩等

首次提出在液压滑阀内部沉割槽由伯努利效应引起的液压卡紧亦存在,并通过仿真进行系统分析^[15],但尚无理论和实验支撑。因此,为降低传统滑阀和2D伺服阀^[16-17]阀芯启动时需要克服的卡紧力,研究滑阀阀芯径向压力分布及卡紧力的影响因素非常重要。

本文首先通过可视化手段对某滑阀的出口处沉割槽内的流场进行建模和仿真分析,讨论沉割槽内流场作用在阀芯台肩上径向压力分布及其影响因素;然后,根据连续性原理和理想的伯努利方程建立了出口截面沉割槽处阀芯台肩上径向压力分布的理论公式,并通过实验对阀芯台肩上压力进行测量,验证了仿真和理论分析结果,其次,通过径向压力分布进行了径向卡紧力的计算,最后提出一种偏心形式的沉割槽结构并进行了数值仿真验证。

1 模型建立

1.1 仿真模型

本文以某六通径两位两通滑阀为研究对象,额定流量为60 L/min,结构如图1所示,其中沉割槽宽度 L_1 为7 mm,槽深 e 为4 mm,活塞直径 d_h 为11 mm,活塞环长度 L_h 为7 mm,活塞杆直径 d_g 为6 mm,出、入口直径 d_o 、 d_i 均为6 mm,工作方式为出口节流。考虑阀腔内结构的对称性,建立图1虚线框内阀腔流体域的半剖模型。将三维模型进行四面体网格划分,同时定义进口、出口、对称面和壁面,如图2a所示。将网格导入到Fluent16.0中,定义流动介质为ISO VG 32液压油,密度为873 kg/m³,黏度为0.027 9 kg/(m·s),选用稳态模拟,及标准的 $k-\epsilon$ 模型,定义入口形式为流量入口,出口为压力出口,并且选用SIMPLE算法设置仿真补偿和时

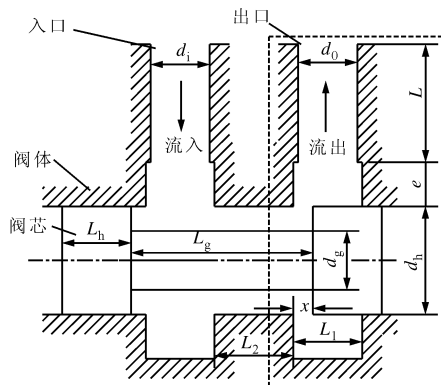


图1 两位两通滑阀结构示意图

间。图2b为出口压力5 MPa,入口流量为40 L/min的压力云图。

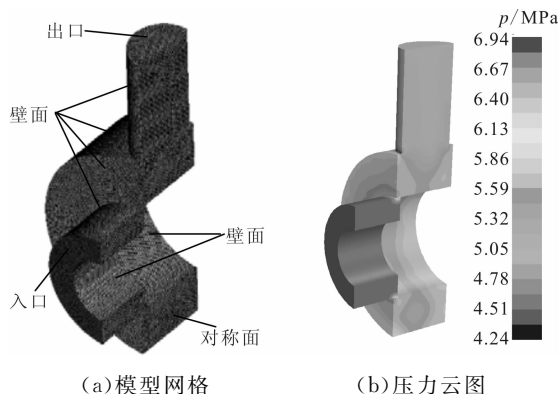


图2 仿真模型网格及压力云图

1.2 仿真条件及结果

仿真条件设置如下:入口流量 Q 分别为 10 L/min、40 L/min;阀口开度 x 分别为 0.5 mm、2 mm;沉割槽深径比 e/d_h 分别为 0.18 和 0.36。

在通过出口轴线与阀芯轴线相垂直的截面上,每隔 $\pi/6$ 选取阀芯台肩表面上 6 个关键点,提取不同仿真条件下关键点的压力值,压力分布曲线如图 3 所示,其中右侧纵坐标适用于流量为 10 L/min 的情况。

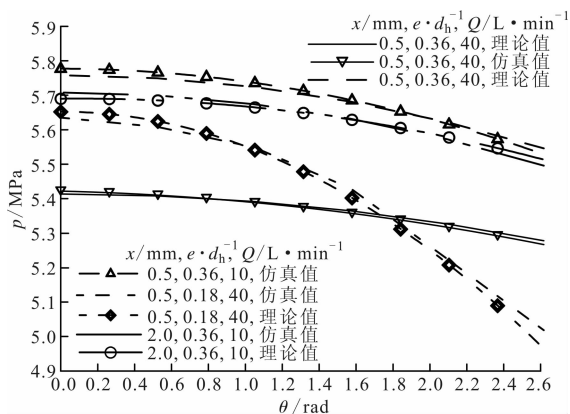


图3 理论和仿真结果曲线汇总

由图3中仿真曲线变化趋势知阀芯凸肩上关键点的压力值随流体流向出口的方向递减。流量越大,压力递减的幅度越大。出口压力为5 MPa, e/d_h 为0.36,当入口流量为10 L/min和40 L/min时,压力降低幅值分别为0.010 MPa和0.150 MPa; e/d_h 越大,压力递减幅度越小,入口流量为40 L/min,出口压力为5 MPa时, e/d_h 分别为0.18和0.36时,压力递减幅值为0.616 MPa和0.150 MPa;且根据文献[15]中研究可知,压力变化幅值与出口压力无关。

2 理论分析

2.1 理论推导

为研究出口节流环槽处阀芯台肩上压力分布情况,假设以下5种情况:

- (1)忽略图1模型中入口油液流入滑阀阀杆与阀体区域的影响;
- (2)静态仿真,无壁面滑移;
- (3)油液不可压缩且特性稳定;
- (4)忽略壁面上粗糙度及缝隙泄漏;
- (5)忽略流动过程的粘性摩擦损失。

流体从滑阀阀杆与阀体构成的同心圆环流入,经节流阀口至沉割槽区域,再汇流至出口流出,如图4a中箭头方向所示。为得出沉割槽处阀芯凸肩上压力分布的理论表达式,选取夹角为 $d\theta$ 的微元为研究对象,如图4b所示, $d\theta$ 微元中油液从区域①流入,经过阀口②,到达区域③。

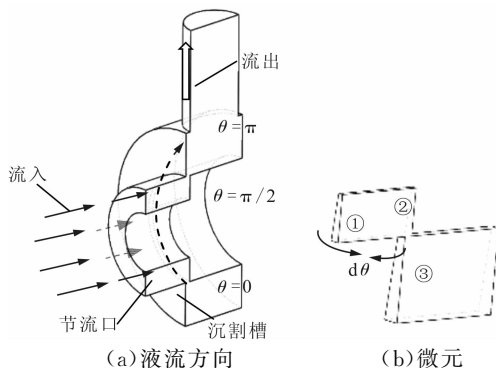


图4 模型中液流方向及微元

因滑阀阀口属于异型流道,其临界雷诺数为280^[18],认为滑阀正常工作均属于紊流状态。根据薄壁小孔节流公式,微元中经区域①流经阀口②的流量表达式为

$$dQ = \frac{C_d d_h}{2} \left(\frac{2(x^2 + \delta^2) \Delta p}{\rho} \right)^{1/2} d\theta \quad (1)$$

式中: C_d 为流量系数; x 为阀口开度, mm; δ 为阀芯与阀体间隙, mm; ρ 为流体密度, kg/m³。每个 $d\theta$ 对应的区域均有 dQ 流量流入沉割槽区域③。且在沉割槽壁面的限制下形成漩涡,如图5所示。根据假设,沉割槽处阀芯台肩上由漩涡产生的轴向速度相等且会产生能量耗散,当能量耗尽后,沉割槽区域内的油液沿着图5a中虚线箭头方向从0经 $\pi/2$ 向 π 方向汇总至出口流出,因此沉割槽内任意 θ 位置对应的流量为

$$Q_\theta = \int_0^\theta dQ = \frac{C_d d_h \theta}{2} \left(\frac{2(x^2 + \delta^2) \Delta p}{\rho} \right)^{1/2} + Q_0 \quad (2)$$

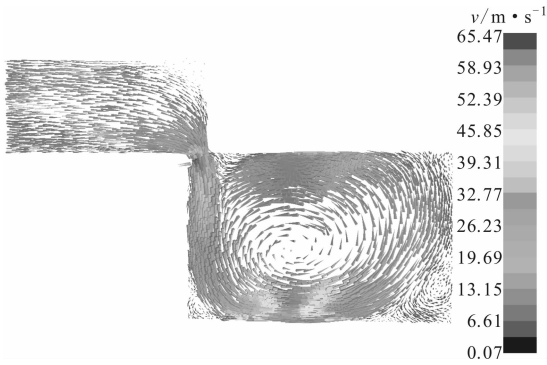


图 5 沉割槽截面内的漩涡

理论上,当 $\theta=0$ 时, $Q_0=0$ 。故沉割槽内任意 θ 位置的平均流速 v_θ 等于 Q_θ 与该位置沉割槽内通流截面积 A_θ 的比值

$$v_\theta = \frac{Q_\theta}{A_\theta} = \frac{Q_\theta}{L_1 e} \tag{3}$$

根据入口流量 Q 等于通过节流口的流量

$$Q = \frac{C_d d_h \pi}{2} \left(\frac{2(x^2 + \delta^2) \Delta p}{\rho} \right)^{1/2} \tag{4}$$

且理想伯努利方程为

$$p + \alpha \frac{\rho v^2}{2} = p_0 + \alpha_0 \frac{\rho v_0^2}{2} \tag{5}$$

由式(2)~式(5)可得沉割槽内压力 p_θ 分布

$$p_\theta = \left[\frac{32}{(d_h^2 - d_g^2)^2} - \frac{\theta^2}{2L_1^2 e^2} \right] \frac{\rho Q^2}{\pi^2} \tag{6}$$

式中: p_0 、 v_0 分别表示压力点在 0 驻点位置对应的压力和流速^[18],且取 $v_0=0$, $p_0 = \frac{32\rho Q^2}{\pi^2 (d_h^2 - d_g^2)^2}$; α 、 α_0 为动能修正系数,取 1 。

由式(6)可以看出,沉割槽内压力分布与压力点位置 θ 、入口流量 Q 、沉割槽截面尺寸 L_1 和 e 有密切关系。

2.2 理论解析和仿真对比

图 3 为阀口开度 x 分别在 0.5 mm 和 2 mm 、入口流量 Q 为 10 L/min 和 40 L/min 、沉割槽深径比 e/d_h 等于 0.18 和 0.36 情况下关键点的压力分布理论和仿真曲线,曲线随压力点位置成抛物线下降的趋势,压力值也十分吻合。验证了式(6)的压力值随位置点关系是正确的。

图 6 表示出口压力为 5 MPa 、 e/d_h 为 0.36 的情况下,压力点分别在 $\pi/6$ 、 $\pi/2$ 和 $5\pi/6$ 位置的壓力值随入口流量变化的仿真曲线。由图 6 可见,仿真曲线呈抛物线上升关系,与式(6)中压力分布随流量变化趋势一致。因式(6)中的中括号项在 $\theta \in [0 \sim 5\pi/6]$ 区间,恒大于 0 ,故在理论上关键点压力值随流量增加呈抛物线上升,且压力幅值随着压力点位

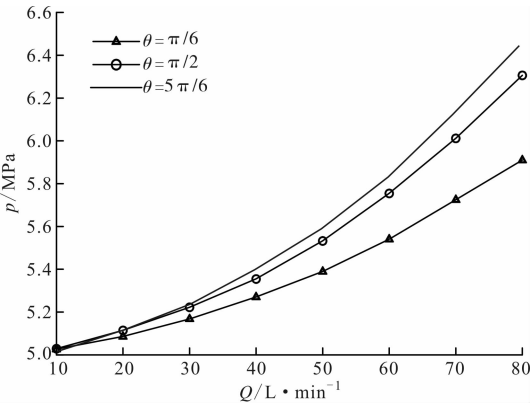


图 6 不同流量下同一位置点的压力分布曲线

置靠近出口而逐渐减小。

图 7 和图 8 为相同入口流量和阀口开度下,不同沉割槽尺寸的压力分布仿真曲线。图 7 是在入口流量为 40 L/min ,沉割槽宽度为 7 mm 的情况下,深度为 4 、 5 、 6 、 7 和 8 mm 这 5 种情况下,关键点位置在 0 、 $\pi/2$ 、 $2\pi/3$ 和 $5\pi/6$ 下的压力分布仿真曲线;图 8 是入口流量为 10 L/min ,沉割槽深度为 4 mm 情况下,宽度为 7 、 8 、 9 和 10 mm 这 4 种情况下,阀

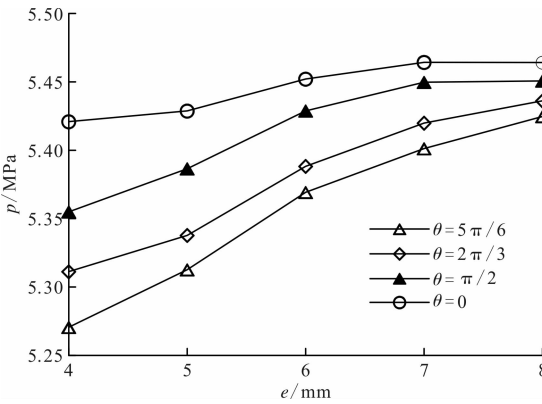


图 7 40 L/min 时沉割槽不同深度同一位置的
压力分布曲线

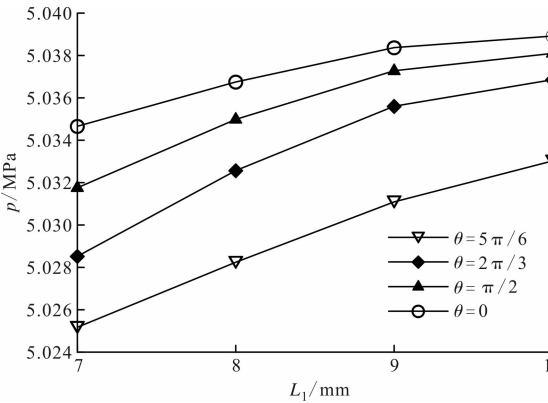


图 8 10 L/min 时沉割槽不同宽度同一位置的
压力分布曲线

芯台肩关键压力点位置在 $\pi/6$ 、 $\pi/2$ 、 $2\pi/3$ 和 $5\pi/6$ 时的压力分布仿真曲线。由图 7、图 8 可见,压力分布随沉割槽深度和宽度近似成二次幂函数分布,与理论公式中的关系吻合。

综上,通过理论和仿真结果对比得出,关键点的压力值与压力点位置呈二次多项式函数下降关系,与入口流量、沉割槽宽度和深度均呈二次多项式函数上升。由图 5~图 8 可以得出,入口流量、关键点位置及沉割槽尺寸对压力分布影响与式(6)中各参数之间影响关系在理想情况下非常吻合,故式(6)在理想情况下可作为计算沉割槽处阀芯台肩径向压力的参考公式。

3 实验验证

3.1 实验台架

为了验证沉割槽内关键点的压力分布,搭建原理如图 9 所示的实验系统。系统主要由液压泵站、传感器、采集卡和计算机等组成,测试现场如图 10 所示。被测试的对象使用 3D 成型技术制作出固定开口($x=0.5\text{ mm}$)的 6 个被试阀,被试阀内部尺寸与仿真模型尺寸相同,每个被试阀引出一个位置的测压油道,即 6 个被测阀的测压油道分别对应 $\theta=0$ 、 $\theta=\pi/6$ 、 $\theta=\pi/3$ 、 $\theta=\pi/2$ 、 $\theta=2\pi/3$ 和 $\theta=5\pi/6$,且

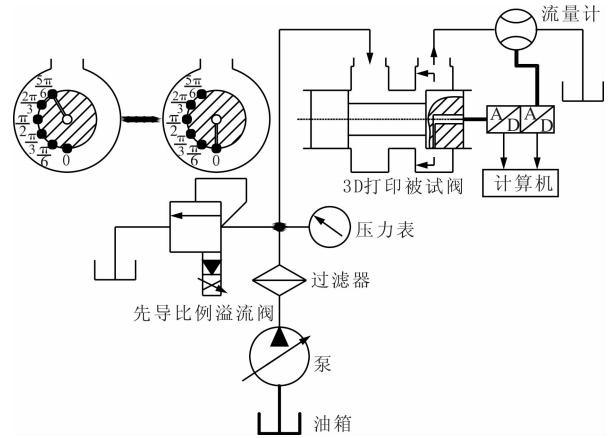


图 9 实验台原理示意图

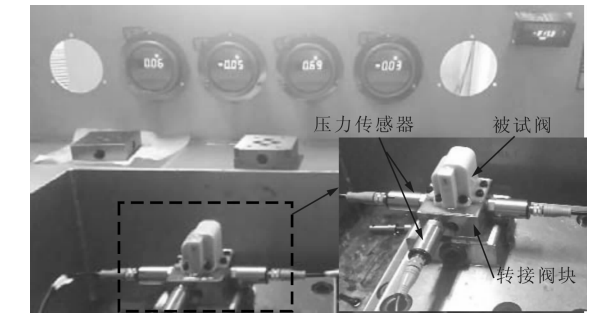


图 10 实验测试现场图

测压油道尺寸相同。图 11 是测压油道位置在 $\theta=0$ 位置时的剖分图。测压油道通过转接阀块引出测压口,连接压力传感器(Huba 511.940003142, $0\sim6\text{ MPa}$),如图 10。通过 NI 6361 采集卡将压力信号传至计算机,上位机使用 LabVIEW2014 编写的通用采集程序,以单通道 1 kHz 的采样频率,并将各通道信号滤波、平均及量纲转换后作为被测点的压力值。

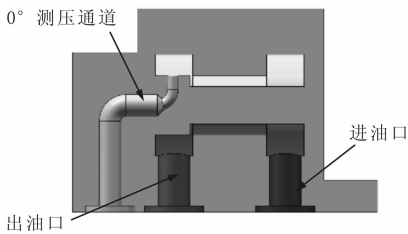


图 11 3D 成型阀剖面图

3.2 实验结果

实验过程中,被试阀的入口流量从 19 L/min 逐渐增加至 40 L/min ,记录关键点随流量变化的压力值。图 12 为测压点在 0 位置时的压力分布与入口流量的关系,实验和仿真压力随流量变化趋势一致性很好。图 13 是入口流量在 40 L/min 下,关键点位置从 0 到 $5\pi/6$ 变化时的压力分布实验和仿真结果,验证了压力值随测压点从远离出口到靠近出口

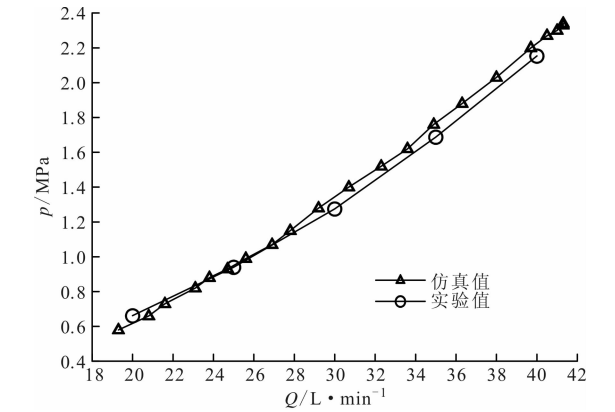


图 12 0 位置压力随流量变化的仿真和实验曲线

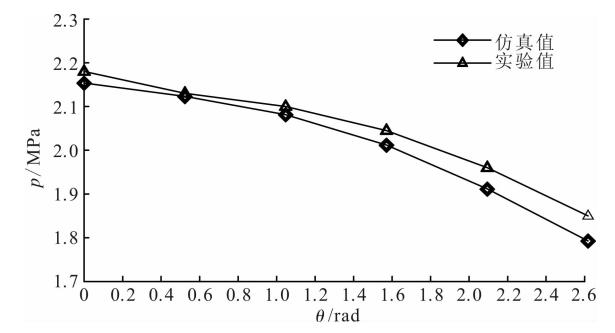


图 13 40 L/min 时阀芯台肩周向压力分布仿真和实验曲线

附近逐渐下降。

4 阀芯台肩径向卡紧力分析

忽略阀芯台肩上轴向压力分布不均,且模型关于对称面($X=0$)对称,仅讨论 Y 方向径向力。根据式(5),将台肩径向压力与其所在微元弧面积相乘后沿 Y 轴方向进行投影,得到微元上阀芯台肩所受的径向力沿 Y 轴的分力为

$$dF_y = 0.5P_\theta(L_1 - x)d_h \cos\theta d\theta \quad (7)$$

将 dF_y 在 $\theta \in [0 \sim 5\pi/6]$ 范围内进行积分,得 Y 轴方向上径向卡紧力

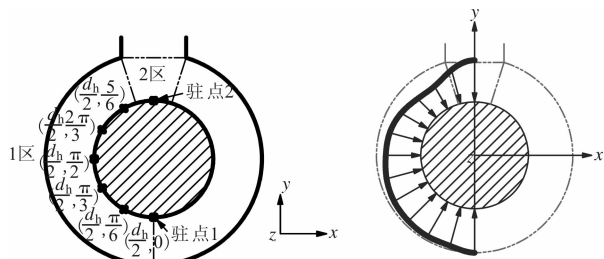
$$F_y = \int_0^{5\pi/6} dF_y = \left[\frac{16}{(d_h^2 - d_g^2)^2} + \frac{1.91}{L_1^2 e^2} \right] \frac{(L_1 - x)d_h \rho Q^2}{2\pi^2} \quad (8)$$

由式(6)可得:当入口流量为10 L/min和40 L/min时,开口量为0.5 mm, $L_1=7$ mm, $e=4$ mm的情况下 Y 方向的径向合力分别为0.26 N和4.2 N;当沉割槽深度 $e=2$ mm时,入口流量为40 L/min时, $F_y=14.47$ N。由此可知,阀芯台肩上因伯努利效应产生的径向压力不均会产生径向卡紧力,且流量越大,径向卡紧力越大;沉割槽深度越浅,径向卡紧力急剧增加。

5 沉槽结构优化分析

5.1 驻点及台肩径向压力分布

由上文知沉割槽处阀芯台肩在关键点上的压力从0到 $5\pi/6$ 处逐渐下降,如图14a中的1区,且在0位置,因流速接近为零,故压力达到最大,为驻点。但是,阀芯台肩正对出口处的压力因对流和流速方向变化会产生驻点2,故此位置的压力也会急剧增加到最大值。图14b表示入口流量为40 L/min,出口压力为5 MPa,0.5 mm开口的仿真结果的压力分布趋势。因阀腔结构关于 $X=0$ 对称,故 X 轴方向的压力对称分布,即径向压力不平衡主要分布在 Y 轴方向。



(a)测压点及驻点位置 (b)阀芯台肩径向压力分布

图14 阀芯台肩测压点驻点位置及径向压力分布

将各位置压力值沿 Y 轴方向投影的代数和 Δp_y 与此情况下径向压力最大值 $p_{\max}$ 的比值作为衡量压力沿 Y 轴分布的不均匀度 ϵ ,计算公式如下

$$\epsilon = \Delta p_y / p_{\max} = \sum_{\theta=0}^{\pi} p_\theta \cos\theta / p_{\max} \quad (9)$$

式中: $\epsilon=0$,表示压力沿 Y 轴径向力平衡。在图14b的仿真条件下,根据式(7)计算可得 $\epsilon=0.13$,正值表示压力合成沿 Y 轴正方向。

5.2 沉割槽外壁轮廓优化及分析

由式(6)知,沉割槽处阀芯台肩上的压力分布与沉割槽截尺寸有关,当沉割槽宽度 L_1 固定,假设关键点压力 p_θ 相等,可反推出任意位置沉割槽深度 e_θ 的变化方程。并得出无径向压力不均匀沉割槽壁面理论轮廓的极径 r 表达式

$$r = \frac{d_h}{2} + e_\theta + e_0 = \frac{d_h}{2} + \frac{Q\theta}{\pi L_1} \left(\frac{\rho}{2(p_0 - p_\theta)} \right)^{1/2} + e_0 \quad (10)$$

取原同心圆环与无径向压力不均匀的理论轮廓轨迹所对应的阀腔体积相等,且活塞直径相同,当入口流量为40 L/min时,根据下式确定0位置的最小深度 e_0

$$\int_0^{\pi} \frac{1}{2} \left(\frac{d_h}{2} + e_\theta + e_0 \right)^2 d\theta = \frac{\pi}{2} \left(\frac{d_h}{2} + e \right)^2 \quad (11)$$

根据式(11)可得 $e_0=2.89$ mm。无径向压力不均理论轮廓如图15a所示,这种阿基米德螺旋线轮廓加工困难,故尝试采用偏心圆进行轮廓逼近,如图15b,沉割槽(偏心圆)内径19 mm,偏心3.5 mm。

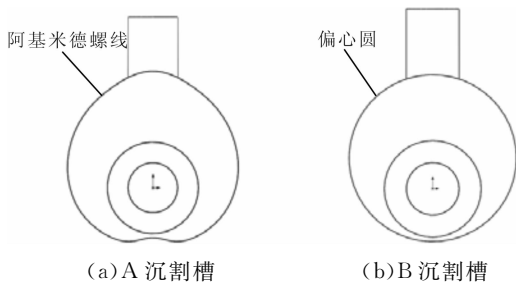


图15 两种沉割槽的轮廓

将偏心圆模型进行流体动力学仿真,在出口压力为5 MPa、入口流量分别为40 L/min和60 L/min、开口0.5 mm情况下得到压力分布曲线如图16所示。

图16中偏心形式沉割槽内的阀芯表面压力分布近似关于 $Y=0$ 对称,将4组曲线对应的压力值代入式(7)中,得到不均匀度 ϵ 如表1所示。显然,偏心沉割槽内的阀芯台肩上压力不均匀度在40 L/min和60 L/min情况下,相对同心形式分别提高了

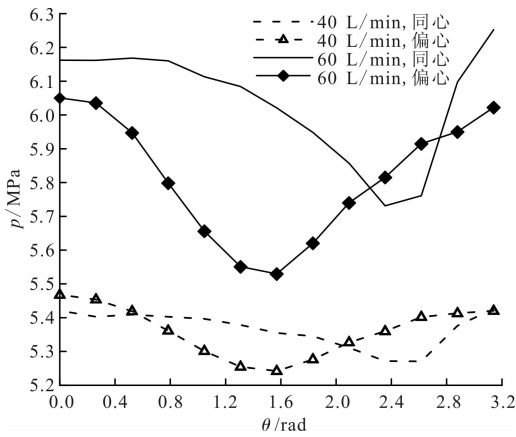


图 16 同心和偏心沉割槽结构阀芯上压力分布曲线

64%和 87%，故径向卡紧力亦相应减小。且偏心结构并未改变阀芯凸肩与阀体配合长度，故泄漏量不会因沉割槽结构变化增加；同时，阀芯凸肩尺寸未变，流经阀口产生的压力损失也不会改变。

表 1 同心和偏心沉割槽处阀芯台肩的压力不均匀度

$Q/L \cdot \text{min}^{-1}$	ϵ	
	偏心式沉割槽	传统同心沉割槽
40	0.021	0.058
60	0.017	0.132

6 结 论

(1)运用流体仿真软件对出口处沉割槽内阀芯台肩上的压力分布进行分析，研究了径向压力分布不均匀程度的影响因素，并通过解析和实验的方法进行验证；

(2)出口沉割槽处阀芯台肩上的径向压力值随压力点位置靠近出口呈平方关系下降；且压力不均分布会产生径向卡紧力，卡紧力值与流量的平方成正比；沉割槽深度越浅，卡紧力越大。

(3)理论和仿真分析结果表明，在沉割槽内外壁直径相同的情况下，采用偏心形式可以有效的降低沉割槽处阀芯台肩上的压力分布不均匀度，为减小阀芯卡紧力提供了新型阀腔结构的设计思路。

参考文献：

[1] AMIRANTE R, VESCOVO G D, LIPPOLIS A. Evaluation of the flow forces on an open centre directional control valve by means of a computational fluid dynamic analysis [J]. Energy Conversion and Management, 2006, 147: 1748-1760.

[2] AMIRANTE R, VESCOVO G D, LIPPOLIS A. Flow forces Analysis of an open center hydraulic direc-

tional control valve sliding spool [J]. Energy Conversion and Management, 2006, 47: 114-131.

[3] AMIRANTE R, MOSCATELLI P G, CATALANO L A. Evaluation of the flow forces on a direct proportional valve by means of a computational fluid dynamic analysis [J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48: 942-953.

[4] AMIRANTE R, DISTASO E, TAMBURRAN P. Sliding spool design for reducing the actuation forces in direct operated proportional directional valves: Experimental validation [J]. Energy Conversion and Management, 2016, 119: 399-410.

[5] 王安麟, 吴小锋, 周成林, 等. 基于 CFD 的液压滑阀多学科优化设计 [J]. 上海交通大学学报, 2010, 44 (12): 1767-1772.

WANG Anlin, WU Xiaofeng, ZHOU Chenglin, et al. Multidisciplinary optimization of a hydraulic slide valve based on CFD [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2010, 44(12): 1767-1772.

[6] 吴小锋, 干为民, 刘春节, 等. 液压换向滑阀内部结构的健壮性设计 [J]. 中国机械工程, 2015, 26(15): 2030-2040.

WU Xiaofeng, GANG Weimin, LIU Chunjie, et al. Robust design of hydraulic slide valve internal structure [J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26 (15): 2030-2040.

[7] LISOWSKI E, CZYZYCKI W, RAJDA J. Three dimensional CFD analysis and experimental test of flow force acting on the spool of solenoid operated directional control valve [J]. Energy Conversion and Management, 2013, 70: 220-229

[8] LISOWSKI E, FILO G, RAJDA J. Pressure compensation using flow forces in a multi-section proportional directional control valve [J]. Energy Conversion and Management, 2015, 103: 1052-1064.

[9] LISOWSKI E, FILO G. CFD analysis of the characteristics of a proportional flow control valve with an innovative opening shape [J]. Energy Conversion and Management, 2016, 123: 15-28.

[10] POSA A, ORESTA P, LIPPOLIS A. Analysis of a directional hydraulic valve by a Direct Numerical Simulation using an immersed-boundary method [J]. Energy Conversion and Management, 2013, 65: 497-506.

[11] GUO Haiping, LI Baoren, YANG Gang. Study on the influence of flow force on a large flowrate directional control valve [C]// 6th IFAC Symposium on Mechatronic Systems. Laxenburg, Austria: The International Federation of Automatic Control Secretariat, 2013;

- 469-477.
- [12] 冀宏,傅新,杨华勇,等. 非全周开口滑阀压力分布测量研究[J]. 机械工程学报, 2004, 40(4): 99-102.
JI Hong, FU Xin, YANG Huayong, et al. Measurement on pressure distribution of Non-circular opening spool valve [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(4): 99-102.
- [13] HONG S H, KIM K W. A new type groove for hydraulic spool valve [J]. Tribology International, 2016, 103: 629-640.
- [14] 罗艳蕾,吴健兴,陈伦军,等. 基于CFD的液压滑阀阀芯均压槽的研究[J]. 液压气动与密封, 2013(1): 13-15.
LUO Yanlei, WU Jianxing, CHEN Lunjun, et al. The research of the Pressure-equalizing groove for hydraulic slide valve based on CFD [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2013(1): 13-15.
- [15] 陆倩倩,阮健,李胜. 伯努利效应引起滑阀阀芯径向力的研究[J]. 中国机械工程, 2017, 28(19): 2332-2338.
LU Qianqian, RUAN Jian, LI Sheng. Research of the radial pressure for hydraulic slide valve caused by Bernoulli effect [J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(19): 2332-2338.
- [16] 童成伟,阮健,孔晨菁,等. 2D电液转阀式换向阀阀芯卡紧力分析[J]. 液压气动与密封, 2016(4): 5-8.
TONG Chengwei, RUAN Jian, KONG Chenjing, et al. Analysis of the clamping force for 2D electro-hydraulic rotary valve [J]. Hydraulics Pneumatics & Seal, 2016(4): 5-8.
- [17] 刘国文,阮健,李胜,等. 2D电液比例换向阀阀芯卡紧力分析[J]. 中国机械工程, 2015, 26(15): 1995-1999.
LIU Guowen, RUAN Jian, LI Sheng, et al. Analysis of spool clipping force for 2D electro-hydraulic proportional directional valve [J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(15): 1995-1999.
- [18] 盛敬超. 液压流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980: 120.
(编辑 刘杨)

(上接第75页)

- [14] GARCIA B, BURGOS J C, ALONSON A M. Transformer tank vibration modelling as a method of detecting winding deformations: part II Experimental verification [J]. IEEE Transactions on Power Delivery, 2006, 21(1): 164-169.
- [15] 刘洪涛,马宏忠,高鹏,等. 利用变压器箱体振动模型确定故障阈值[J]. 电力系统及其自动化学报, 2012, 24(6): 36-40.
LIU Hongtao, MA Hongzhong, GAO Peng, et al. Method of determining the threshold of transformer fault using transformer tank vibration model [J]. Proceedings of the CSU-EPSA, 2012, 24(6): 36-40.
- [16] 陈楷,王春宁,刘洪涛,等. 基于振动的变压器监测与分析中最优测点选择[J]. 电力系统及其自动化学报, 2013, 25(3): 56-60.
CHEN Kai, WANG Chunling, LIU Hongtao, et al. Optimal measuring point selection based on monitoring and analysis of transformer vibration [J]. Proceedings of the CSU-EPSA, 2013, 25(3): 56-60.
- [17] 徐方,邵宇鹰,金之俭,等. 变压器振动测点位置选择试验研究[J]. 华东电力, 2012, 40(2): 274-277.
XU Fang, SHAO Yuying, JIN Zhijian, et al. Experimental study of measuring point selection for transformer vibration detection [J]. East China Electric Power, 2012, 40(2): 274-277.
- [18] 张雪冰. 变压器油箱振动功率流与绕组故障非电量监测方法研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2009: 25-37.
- [19] WATTS G B. A mathematical treatment of the dynamic behaviour of a power-transformer winding under axial short-circuit forces [J]. Proceedings of the Institution of Electrical Engineers, 1963, 110(3): 551-560.
- [20] 瓦修京斯基 C B(苏). 变压器的理论与计算[M]. 崔立君,杜恩田,译. 北京: 机械工业出版社, 1983: 386-417.
- [21] 刘延柱,陈文良,陈立群. 振动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2000: 130-132.
- [22] 杜功焕,朱哲民,龚秀芬. 声学基础[M]. 南京: 南京大学出版社, 2001: 163-184.
- [23] 胡静竹,刘涤尘,廖清芬,等. 基于有限元法的变压器电磁振动噪声分析[J]. 电工技术学报, 2016, 31(15): 81-88.
HU Jingzhu, LIU Dichen, LIAO Qingfen, et al. Analysis of transformer electromagnetic vibration noise based on finite element method [J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2016, 31(15): 81-88.
- [24] HORI Y, OKUYAMA K. Axial vibration analysis of transformer windings under short circuit conditions [J]. IEEE Transactions on Power Apparatus & Systems, 1980, 99(2): 443-451.
(编辑 杜秀杰)