

DOI: 10.7652/xjtuxb201802017

换向滑阀组合节流槽流量系数研究

王安麟, 况龙, 张小路
(同济大学机械与能源工程学院, 201804, 上海)

摘要: 针对换向滑阀设计过程中组合节流槽流量系数的复杂性与动态性问题,提出了换向滑阀组合节流槽流量系数的近似表达方法。研究以换向滑阀 3 种典型节流槽结构(圆型、U 型及半圆型)的组合为对象,在确认三维流场解析与台架实验结果基本一致的前提下,引入极限饱和度概念,量化地描述当前流量远离饱和流量的程度,推导出其流量系数的极限饱和度表达;在节流槽结构组合的有限变量空间内,以正交仿真实验分析变量空间内流量系数的变化规律,构建并标定其有限变量空间流量系数的近似模型。仿真结果表明,近似模型的标定误差最大值为 5.27%,样本检验误差不超过 5%,该方法有效地实现了对换向滑阀组合节流槽流量系数的近似表达,对此类结构设计具有工程应用价值。

关键词: 换向滑阀;极限饱和度;节流槽;节流特性;流量系数

中图分类号: TH137.52 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)02-0110-08

A Study on Flow Coefficient of Combined Throttling Groove in Spool Valves

WANG Anlin, KUANG Long, ZHANG Xiaolu
(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A method to approximately express flow coefficient for combined throttle of spool is proposed to deal with the complexity and dynamic problem of flow coefficient of combined throttle in spool valve design. Combinations of three typical throttle structures (round, U and semicircular) are studied. A concept of limit saturation is introduced on the premise that the three-dimensional flow field analysis and bench test results are basically consistent. The limit saturation expression of the flow coefficient is deduced and the difference of the current flow from the saturated flow is quantitatively described. The variation law of the flow coefficient is analyzed in the finite variables space of combinations of the throttle structure using orthogonal simulation test, and an approximate model of the finite variable spatial flow coefficient is constructed and calibrated. Simulation results show that the maximum error of the approximation model is 5.27% while the sample error is not more than 5%. This result indicates that the proposed method effectively realizes the approximate expression of the flow coefficient of the combined throttle spool valve, and the method has engineering application value for such structural designs.

Keywords: spool valve; limit saturation; throttle; throttle characteristics; flow coefficient

液压换向滑阀是通过阀芯在阀体腔内滑动实现 油路开闭的方向控制阀,并通过改变阀口节流槽过

流面积来实现节流控制,由于其工作性能稳定且易于控制,得到了广泛应用。在换向阀的设计及应用中,节流特性和控制特性至关重要,在这些方面国内外学者进行了相关的研究。Amirante、Lisowski 等运用三维流场解析结合台架实验的方法研究了换向阀阀口开度变化时流量、压力特性以及液动力、流量系数等变化规律,并实现了相应优化设计^[1-4];Ye、PAN 等使用相似的方法,研究了换向阀节流槽结构对其工作过程流体特性的影响,建立了相关数值计算模型来体现流量系数的变化^[5-6]。以上研究均是针对单个节流槽结构或简单组合下的多个结构,而没有涉及到不同形态节流槽结构组合作用的问题,其相关方法的适用性也有待验证;另一方面,与节流特性息息相关的流量系数受到结构变化的影响,其影响的机理和规律还有待研究。

针对以上问题,本文以某型多路换向阀回转联工作阀口为例,研究了3种典型节流槽结构(圆型、U型和半圆型)组合变化下的流量系数极限饱和度模型及其近似表达方法。使用CFD仿真及台架实验,得出了阀口不同开度下的节流特性。在一定假设条件下推导确定结构时流量系数对应雷诺数函数关系,以此表达流体流动状态变化带来的影响,通过最小二乘法拟合得到流量系数极限值和极限饱和度。通过正交实验设计方法,研究节流槽结构组合的有限变量空间内流量系数的变化规律,在此基础上建立流量系数的近似表达模型并进行参数标定,误差分析和样本检验表明该模型具有较高的有效性。该方法在换向滑阀节流槽结构设计中流量系数的表达具有一定的应用价值。

1 仿真与实验

1.1 换向滑阀工作原理

本文研究对象为中型液压挖掘机用多路阀回转联,该整体式多路阀由多个三位六通型换向滑阀集合而成,其基本原理与特性可使用一般换向滑阀数学模型来表示。图1为回转联结构剖面图,其中P为进油口,A、B为工作油口,C为中位回油口,T为回油口。以B口为例,换向过程中阀芯在右端先导加载下向左运动打开P-B阀口使其导通(详见文献[7-9])。

工作过程主要包括阀芯运动控制和P-B阀口节流特性2个方面。换向过程阀芯运动方程为^[2]

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + F_{ss} + F_{ts} + F_{hd} = F_p \quad (1)$$

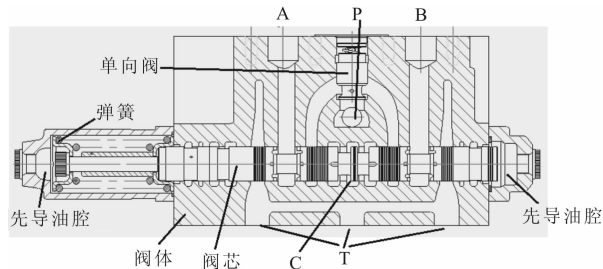


图1 回转联结构剖面图

式中: m 为阀芯质量; x 为阀芯位移; t 为时间; F_{ss} 为弹簧力; F_{ts} 为黏性阻力; F_{hd} 为液动力; F_p 为先导压力作用产生的轴向力。由于滑阀阀口封油长度的影响,实际阀口开度为 $x - x_0$,其中 x_0 为封油长度。为了便于理解和表示,下文中未经说明,则 x 一律表示阀口开度。节流工作阶段,有

$$Q = C_d A (2\Delta P / \rho)^{1/2} \quad (2)$$

式中: Q 为P-B流道流量; C_d 为流量系数; A 为阀口过流面积; ΔP 为阀口前后压差; ρ 为油液密度。其中, Q 和 ΔP 为外部工况负载, ρ 为油液性质, A 为结构固有参数,随阀口开度变化

$$A = \begin{cases} w(x)x, & x > 0 \\ 0, & x \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中: $w(x)$ 为面积梯度,是关于 x 的函数,表达式可以通过节流槽具体结构得出^[10]。

流量系数 C_d 表现的是阀口节流的综合性指标,在某些工程应用中常取做常数,但实际上在一些工作环境下,例如流动状态为层流时其数值变化较大。另一方面,流量系数稳定时具体数值是多少以及在何种条件下能取稳定值都是不确定的。 C_d 不仅与外部工况有关,还与油液本身性质以及阀口结构形态相关,因此难以用经验公式准确表示出来。

1.2 CFD计算模型

针对节流特性,出于简易化表达和直观显示的考虑,提取单个阀口节流工作的流体动力学模型,使用三维流场解析的方法研究。回转联阀芯实物如图2所示,其节流槽包括圆孔型、U型和半圆型3种基

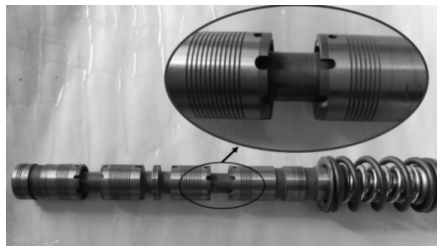


图2 回转联阀芯实物图

本结构。在实际生产制造中,这3种结构加工方便,可以自由组合,得到了广泛应用。根据阀芯结构以及阀体内部流道尺寸,建立图1中的P-B阀口节流工作时局部流体三维模型,如图3所示。

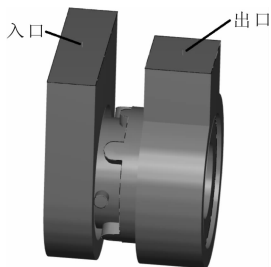
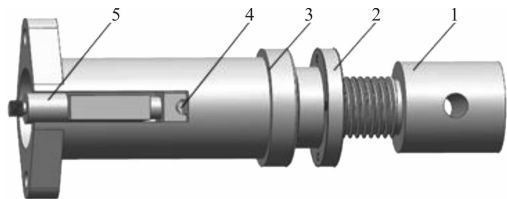


图3 工作阀口三维模型

确定仿真的边界条件有不同的方案,主要为恒流量和恒压差2种^[4-5]。考虑到切合实际工况和实验条件,使用恒流量方法,入口边界设置流量入口,出口边界设置静压力出口,其余流体与固体接触均为静止壁面。其他边界条件如下:流体为不可压缩牛顿流体;液压油密度 ρ 为 890 kg/m^3 ,动力黏度 μ 为 $0.036\text{ Pa}\cdot\text{s}$,体积模量为 700 MPa ;计算过程流动状态为湍流,采用标准 $k-\epsilon$ 模型;在出入口附近设置监测点获取压力信息。

1.3 节流特性实验

回转联实验设备同文献^[8-10]。在图1原理上对设备加以改装,去掉阀芯弹簧和先导加载部分,增加了螺纹传动装置,与阀芯轴向相连,如图4所示。改装之后,通过螺纹自锁使得阀芯可以停留在行程之内的任何位置,控制阀口开度;进给时通过端盖上的刻度值及螺纹螺距计算得到阀芯轴向位移量。另外,使用柱塞泵提供稳定流量,在工作阀口使用伺服阀和比例溢流阀模拟负载。通过流量计和压力计得到工作口出口流量和进出口压力值。



1:螺纹螺杆;2:端盖;3:壳体;4:销钉;5:传感器接头

图4 阀芯进给装置

阀口不同开度下节流特性实验及仿真结果如图5所示,可以看出不同阀口开度下实验及仿真得到的节流特性结果,即压差-流量曲线具有大致相同的趋势,因此认为仿真结果能够真实反映实际工作时的节流效应。另外,随着流量增加,阀口进出口压差

出现高次增加,且在阀口开度不同时这种趋势有差异。

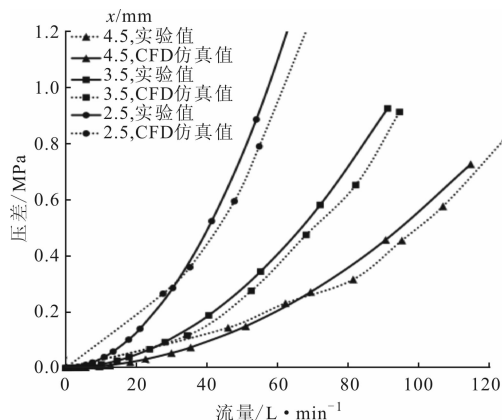


图5 阀口不同开度下节流特性实验及仿真结果

2 阀口节流特性分析

2.1 流量系数的极限饱和度表达

由文献^[4-5]可知,图5中压差-流量曲线可以用二次函数近似,且曲线经过坐标原点,于是可假设

$$\Delta P = aQ^2 + bQ \quad (4)$$

式中: a 、 b 为常数系数。由式(2)有

$$\Delta P = \rho Q^2 / (2A^2 C_d^2) \quad (5)$$

令 $c = \rho / (2A^2)$,将式(5)代入式(4)化简,可得

$$C_d^2 = cQ / (aQ + b) \quad (6)$$

式(6)表示了流量系数与流量之间的关系。流量仅能描述单位时间内流体体积统计量,不能表示流体流动状态,因此式(6)难以解释流体边界发生改变时流量系数相应改变的机理。因此,在式(6)中引入能够表示流体流动状态的参数雷诺数 Re ,其定义为

$$Re = d_H v / \nu \quad (7)$$

式中: d_H 为水力直径, $d_H = 4A/\chi$,其中 χ 为过流面湿周长度; v 为平均流速, $v = Q/A$; ν 为运动黏度, $\nu = \mu/\rho$,其中 μ 为动力黏度。式(7)转换形式后可表达雷诺数和流量的关系

$$Q = kRe \quad (8)$$

式中: $k = Av/d_H$ 。将式(8)代入式(6)化简, C_d 取正值,有

$$C_d = (c/a)^{1/2} \{Re / [Re + b/(ak)]\}^{1/2} \quad (9)$$

定义 C_{dt} 为流量系数的极限值, k_c 为极限饱和度,令 $C_{dt} = (c/a)^{1/2}$, $k_c = b/(ak)$,将式(9)转为^[5]

$$C_d = C_{dt} [Re / (Re + k_c)]^{1/2} \quad (10)$$

由定义知,结构确定时 C_{dt} 和 k_c 为常数,式(10)表达了流量系数与雷诺数之间的关系,其物理意义为节流特性与流体流动状态之间的关系。 k_c 是衡量流

量系数接近极限值程度的参数,即当 $Re \gg k_c$ 时, $C_d \approx C_{dt}$ 。根据式(10),确定结构时非饱和流量下雷诺数较小,流量系数与雷诺数相关性较大;饱和流量下雷诺数较大,流量系数趋于稳定值,与雷诺数相关性较小。

2.2 流量系数表达的仿真拟合

式(10)是在式(4)的假设条件下推导出来的,由于推导过程均是可逆的,因此对其准确性的验证也可逆。鉴于式(10)中参数有着更明显直观的物理含义,因此使用 CFD 仿真结果对其模型进行拟合以及误差分析。

根据真实节流槽结构尺寸,分别建立阀口不同开度下的仿真模型,并设置较大范围内的流量值,以体现雷诺数的变动。仿真结果使用式(10)进行曲线拟合,评价函数使用最小二乘法生成拟合参数 C_{dt} 和 k_c 。图6为阀口开度为2.0 mm时流量系数的仿真结果和拟合曲线,为便于观察将横坐标设为 $Re^{1/2}$,可以看出拟合曲线符合仿真趋势变化,其拟合优度判定系数 R^2 为0.996 6(该值越接近1,说明拟合越好)。其余阀口开度下分别设置对应的入口流量进行仿真,使用同样的方法拟合,得到的参数 C_{dt} 和 k_c 。如图7所示。其中, R^2 最小值为0.992 2,说明对于此类结构,该模型能够表达各个阀口开度下流量系数随雷诺数变化的规律。

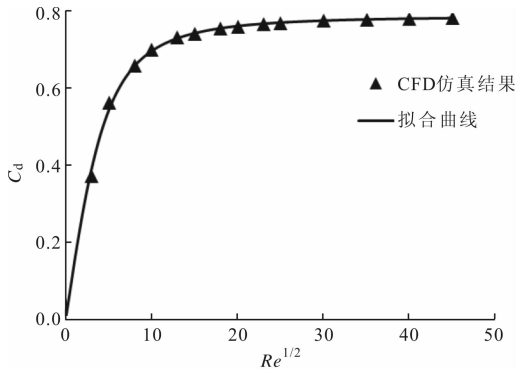


图6 $x=2.0$ mm时流量系数的仿真值及其拟合曲线

由图7可以看出阀口开度增大的过程中 C_{dt} 和 k_c 的变化规律: C_{dt} 呈现先增后减的趋势, k_c 近似可看成递增。在阀口开度较大时,过流面积较大,此时 C_{dt} 减小,且需要更大的雷诺数使流量系数趋于极限。工程实际中常常把流量系数取极限值,这时就需要确定在什么条件下这种近似不会造成大的误差,该模型可以对这个条件定量评价。设 $C_d = \alpha \cdot C_{dt}$, $\alpha \in (0, 1)$, 代入式(10)得

$$Re = k_c \alpha^2 / (1 - \alpha^2) \quad (11)$$

在本例中,当阀口接近全开时, $k_c = 55.88$, 设 $\alpha = 0.98$, 通过式(11)和式(8)解得 $Q = 77.88$ L/min, 其意义为:该阀口开度下,当允许2%误差时,入口流量大于77.88 L/min的情况下可将流量系数取极限值 C_{dt} 。

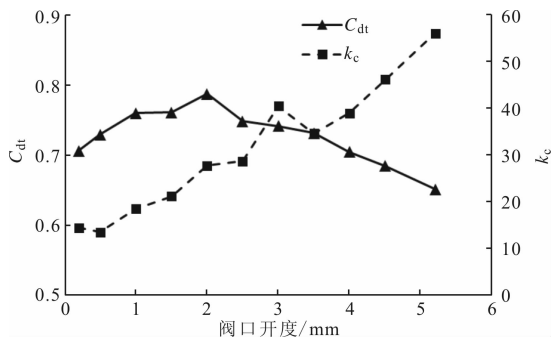


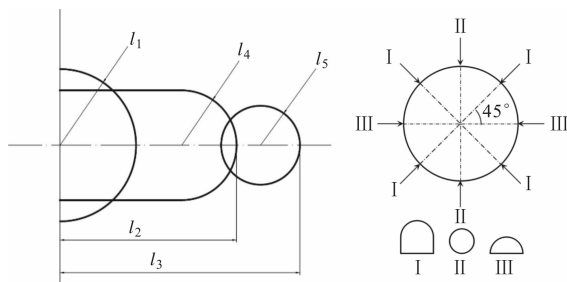
图7 各阀口开度下拟合参数 C_{dt} 和 k_c

3 组合节流槽节流特性分析

3.1 组合节流槽结构变量空间

上文在节流槽结构确定的情况下,研究了阀口不同开度时流量系数与雷诺数之间的关系。在实际应用中,节流槽结构需要根据外部工况变化进行设计,且其结构变化自由度大,因此有必要研究结构变化时流量系数极限值 C_{dt} 的变化规律。为了建立节流槽结构在有限变量空间内的节流特性模型,需要首先对其组合进行规划设计。

从真实结构加以延伸,将节流槽限定在3种典型结构的组合形式,即圆型、U型和半圆型,其中U型的弧线部分为半圆。将各个结构剖面旋转投影在同一平面上,并将各个结构的决定性尺寸作为变量,如图8a所示,左端面为阀芯台肩,阀口开度是从右端点往左计量。图8b为各结构圆周分布。



(a)3种结构轴向分布 (b)3种结构圆周分布

图8 设计变量对应结构参数及分布

其他假设条件有:节流槽数固定不变,圆型2个,U型4个,半圆型2个,在阀芯圆周上呈对称分布(图8b所示);阀体结构不变,阀芯外圆周直径、内环槽结构不变。由此建立了节流槽结构组合变量 L

$=\{l_1, l_2, l_3, l_4, l_5\}^T$ 的五维空间,表示此类结构在不同尺寸组合下形成的集合。

为了减少计算量,使用正交实验设计的方法从变量空间中提取出合适的实验样本。各变量上下界的确定原则为:以真实结构尺寸为基准,考虑加工制造的可能性,其值在上下不超过 40% 范围内变动;阀口开启过程节流工作的结构依次是圆型、U 型和半圆型。各变量按正交方法取 4 个水平值组合得到表 1 的 16 个实验设计样本。

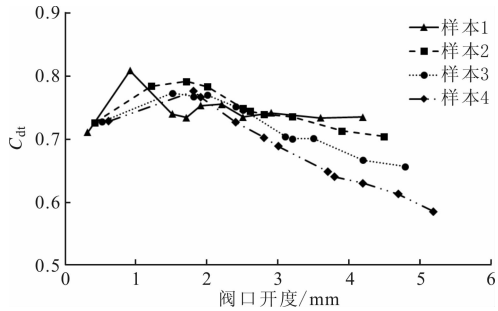
表 1 正交实验样本变量

样本编号	l_1/mm	l_2/mm	l_3/mm	l_4/mm	l_5/mm
1	1.6	3.2	4.6	1.2	0.9
2	1.6	3.6	4.9	1.6	1.2
3	1.6	4.0	5.2	2.0	1.5
4	1.6	4.4	5.5	2.4	1.8
5	2.0	3.2	4.9	2.0	1.8
6	2.0	3.6	4.6	2.4	1.5
7	2.0	4.0	5.5	1.2	1.2
8	2.0	4.4	5.2	1.6	0.9
9	2.4	3.2	5.2	2.4	1.2
10	2.4	3.6	5.5	2.0	0.9
11	2.4	4.0	4.6	1.6	1.8
12	2.4	4.4	4.9	1.2	1.5
13	2.8	3.2	5.5	1.6	1.5
14	2.8	3.6	5.2	1.2	1.8
15	2.8	4.0	4.9	2.4	0.9
16	2.8	4.4	4.6	2.0	1.2

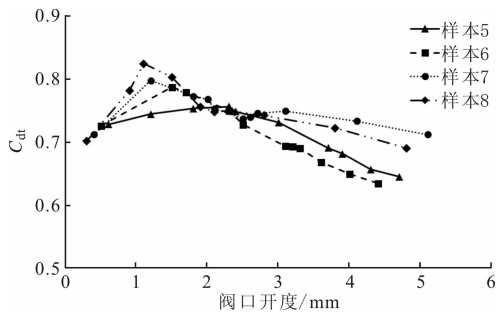
3.2 饱和流量下流量系数的仿真分析

由表 1 得到的实验设计样本,分别建立它们的 CFD 计算模型。对于每一个样本,其阀口开度的确定原则为:尽量平均分布于整个节流口;尽量反映各个节流槽组合作用的信息。该实验设计目的是得出结构参数对应 C_{dt} 的变化规律,所以在 CFD 仿真中直接在入口设置流量值为饱和状态,使各个模型计算得到的流量系数接近极限值,并在下文中将其作为极限值 C_{dt} ,然后对每个样本阀口接近全开的模型计算 k_e ,用于表达该样本流量系数趋于极限的条件,并验算入口流量设置的有效性。

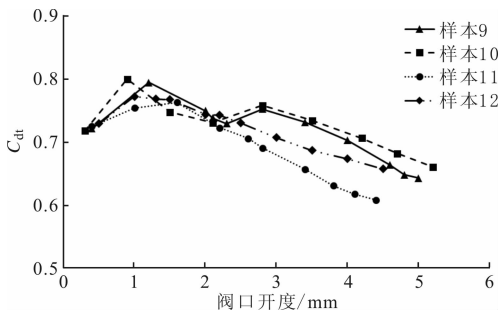
图 9 为实验样本流量系数的仿真结果,可以看出各样本流量系数随阀口开度增大的变化规律,总结为以下 4 点:①各样本在阀口刚开启时,流量系数趋于稳定值,由于阀口小开口时只有圆型结构的一小段弧形区域内参与节流工作,且由于范围很小,圆的半径尺寸对这块区域的影响也较小,所以不同样



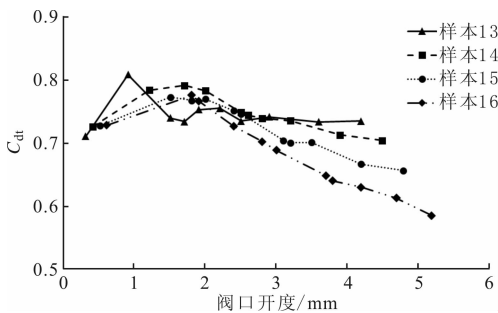
(a) 样本 1~4



(b) 样本 5~8



(c) 样本 9~12



(d) 样本 13~16

图 9 实验样本流量系数的仿真结果

本得到类似的结果;②各样本流量系数的变化趋势大致为先增后减,其峰值在小范围内变动,这是阀口开启过程结构变化复杂带来的影响;③阀口开启后段流量系数变化趋于线性,在接近全开时各样本流量系数差别较大,这是阀口开启后段过流面积较大且基本呈线性增加带来的影响,说明全开时流量系

数与过流面积有较大的相关度;④开启过程流量系数最大值大约在圆型结构圆心附近,若此时节流工作的还有其他结构,则这个极值点会在横轴上小范围偏移,可理解为不同结构节流干涉造成的影响。

根据结论①、②流量系数的统计结果见表 2,其中偏差百分比=100%×标准差/平均值。仿真中阀口开度不能实现连续过渡,阀口最小开度设置为 0.3~0.6 mm(其中有一个样本最小开度时并不只有圆型结构参与节流工作,将其剔除)。统计每个样本流量系数最大值,由于阀口开度并不连续,仿真结果可能与真实值有所偏差,但统计结果仍然显示了结论的有效性。根据结论③统计各个样本阀口全开时过流面积和流量系数,并进行线性拟合,如图 10 所示。拟合优度判定系数 $R^2=0.952\ 4$,说明其线性关系较为显著。

图 11 为实验样本在阀口全开时对仿真结果拟合得到的极限饱和度 k_c ,难以确定 k_c 的明显变化规律。由图 7 可推断各样本全开口时的 k_c 均比小开口时计算结果大,因此该值可以判断该样本同等流量输入条件流量系数趋于极限的最低程度。经验

表 2 实验样本流量系数的统计

C_{dt}	仿真最小开口处	最大值
平均值	0.719 1	0.783 7
标准差	0.008 9	0.019 6
偏差百分比/%	1.24	2.50

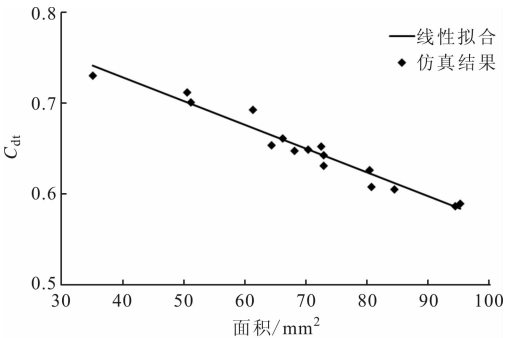


图 10 全开口流量系数拟合

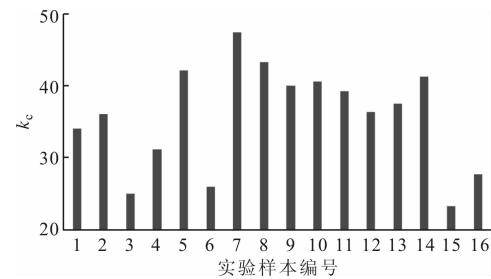


图 11 实验样本全开口时的 k_c

算,仿真中设置的入口流量均可以保证流量系数为极限值的 98%以上,说明饱和流量系数的实验和结论具有一定的可靠性。

3.3 有限变量空间流量系数近似模型

工程设计中,常常需要快速计算设计变量的节流特性等相关性能。为了反映节流槽结构变化对应流量系数的变化规律,根据正交实验结果建立有限变量空间内的流量系数近似表达模型。该有限变量空间即为 3.1 节变量空间所约束的范围,其各个变量上下界与表 1 相同。

记流量系数极限值 C_{dt} 为因变量 y ,由于在饱和流量状态下,不考虑雷诺数变化的影响,则自变量为结构参数 L 和阀口开度 x ,表示为 $y=f(L,x)$ 。由图 9 及其结论分析,对于单个样本使用三点线性插值样式来近似流量系数随阀口开度的变化规律,以此建立表达模型,如图 12 所示。该模型由 3 个点的

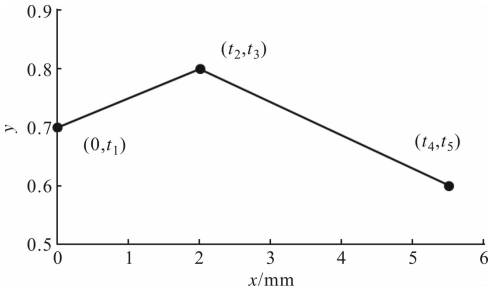


图 12 流量系数表达模型的基本形式

坐标确定,由于包含 $x=0$ 的点,共含 5 个变量。于是,引入结构参数与表达模型之间转换的中间变量 $T=\{t_1, t_2, t_3, t_4, t_5\}^T$, T 是 L 的函数,记为 $T=g(L)$,其物理意义为: t_1 为阀口极小开度下的流量系数; t_2 为开启过程流量系数最大值处的阀口开度; t_3 为开启过程流量系数最大值; t_4 为阀口全开时开度; t_5 为阀口全开时流量系数。于是,表达模型表示为 $y=h(T,x)$,只需确定 $T=g(L)$ 函数,便能够得出具体表达模型,其拉格朗日插值表达式为

$$y = \begin{cases} \frac{x-t_2}{-t_2}t_1 + \frac{x}{t_2}t_3, & 0 < x < t_2 \\ \frac{x-t_4}{t_2-t_4}t_3 + \frac{x-t_2}{t_4-t_2}t_5, & t_2 \leq x \leq t_4 \end{cases} \quad (12)$$

由 3.2 节仿真结果可以确定 T 与 L 的关系,由表 2 统计结果可取 t_1, t_3 为定值; $t_4=l_3$,由图 10 拟合结果得

$$t_5 = -0.002\ 6A_{\max}(L) + 0.831\ 7 \quad (13)$$

式中: $A_{\max}(L)$ 为阀口全开时过流面积计算函数。对 t_2 影响最大的是 l_5 ,其他条件不变时基本呈正线性关系,其次由于首先与圆型结构干涉的是 U 型结

构,所以次要影响因素 l_2 和 l_3 表示交涉程度,其余影响因素的重要程度更低,例如 l_4 等,在此忽略不计。要表示 t_2 与 l_5 、 l_2 和 l_3 的关系,可假设

$$t_2 = \begin{cases} l_5, & l_3 - l_2 \geq l_5 \\ l_5 + a(l_3 - l_2)/l_5 + b, & l_3 - l_2 < l_5 \end{cases} \quad (14)$$

式中: a 、 b 为系数。 $l_3 - l_2 \geq l_5$ 时圆型结构与 U 型结构并不对流量系数最大值产生交涉作用, t_2 取圆型半径值;否则,用 $(l_3 - l_2)/l_5$ 表示交涉程度,并将其一次项作为影响 t_2 的偏移量,最后加上系数 b 修正误差。

由此得到了有限变量空间内流量系数的表达模型,该模型中还含有不确定的参数 a 和 b ,使用所有实验设计样本仿真计算结果标定。另外, t_1 、 t_3 可作为定值,为了使模型与实验设计结果的误差分布更加平均,在拟合中作为未知参数进行标定。标定表达模型的参数实际上就是对参数 t_1 、 t_3 、 a 和 b 的寻优过程,其优化目标函数为表达值与 CFD 仿真值之间的最小二乘差,使用序列二次算法设定一定的约束条件使最小二乘差最小,求解结果见表 3。

表 3 模型参数标定结果

t_1	t_3	a	b
0.694 0	0.783 5	1.176 7	-0.979 9

为了验证表达模型的可信度,对其进行误差分析,计算各个样本的流量系数在所有开度下的相对误差 $\Delta = 100\% \times (\text{计算值} - \text{仿真值}) / \text{仿真值}$ 。对计算结果进行统计,所有数据点中相对误差绝对值最大为 5.27%,说明该模型在有限变量空间内能较准确地表达节流槽结构对应流量系数的变化规律。

使用真实结构尺寸仿真结果来进行检验,该组数据没有应用在模型的建立和标定之中,因此保证了验证结果的有效性,如图 13 所示。流量系数的计算值与仿真值略有偏差,最大相对误差不超过 5%,

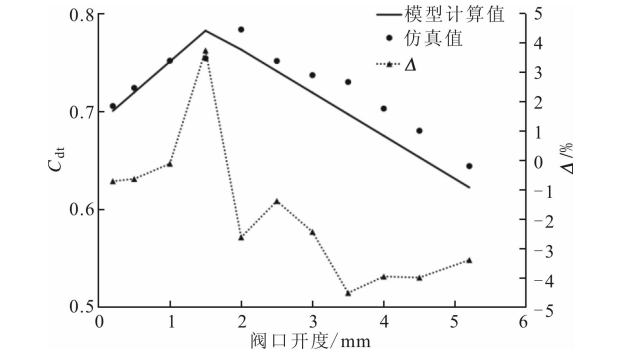


图 13 模型样本检验

说明该模型在有限变量空间内具有一定的应用价值。

4 结 论

(1)通过台架实验和 CFD 仿真研究了阀口节流槽结构的节流特性,在假设模型的基础上推导了流量系数与雷诺数之间的函数关系,表达了流体流动状态变化带来的影响,拟合结果显示假设模型能够较准确地反映真实情况的节流特性。

(2)以典型节流槽结构为基础,通过正交实验设计方法研究了结构变化及不同阀口开度对应流量系数的变化规律;流量系数在阀口极小开度时变化不大;流量系数最大值变化不大,流量系数最大时的阀口开度位置受结构交涉影响;流量系数在阀口全开时与过流面积呈负线性关系。

(3)以实验设计结果的分析为基准,建立了节流槽结构在有限变量空间内的流量系数对应的结构参数及阀口开度变化的表达模型,通过误差分析和样本检验,显示了该模型具有较高的应用价值。

参考文献:

[1] AMIRANTE R, DISTASO E, TAMBURRANO P. Experimental and numerical analysis of cavitation in hydraulic proportional directional valves [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 87: 208-219.

[2] 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.

[3] 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.

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

[5] YE Yi, YIN Chenbo, LI Xingdong, et al. Effects of groove shape of notch on the flow characteristics of spool valve [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 86: 1091-1101.

[6] PAN Xudong, WANG Guanglin, LU Zesheng. Flow field simulation and a flow model of servo-valve spool valve orifice [J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(10): 3249-3256.

- [7] 姜涛,夏明杰,王安麟. 液压挖掘机换向阀微动特性的健壮性评价 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(2): 118-123.
- JIANG Tao, XIA Mingjie, WANG Anlin. A robust evaluation method of micro characteristics for directional control valve of hydraulic excavators [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(2): 118-123.
- [8] 姜涛,黄伟,王安麟. 多路换向阀换向耦合阀口节流结构拓扑设计 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(8): 26-31.
- JIANG Tao, HUANG Wei, WANG Anlin. Topology design for coupling valve throttle structure of multi-way directional valve [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(8): 26-31.
- [9] 王安麟,况龙,张小路. 多路阀耦合节流槽结构的拓扑变量空间优化 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(6): 103-109.
- WANG Anlin, KUANG Long, ZHANG Xiaolu. Optimization research for topology variable space of multi-way valve coupling groove structure [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(6): 103-109.
- [10] 冀宏,王东升,刘小平,等. 滑阀节流槽阀口的流量控制特性 [J]. 农业机械学报, 2009, 40(1): 198-202.
- JI Hong, WANG Dongsheng, LIU Xiaoping, et al. Flow control characteristic of the orifice in spool valve with notches [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(1): 198-202.

(编辑 武红江)

(上接第 81 页)

- [7] REED I S, GAGLIARDI R M, STOTTS L. Optical moving target detection with 3-D matched filtering [J]. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 1988, 24(4): 327-335.
- [8] CAPRARO C T, CAPRARO R T, WICKS M C. Knowledge aided detection and tracking [C]//Proceedings of IEEE National Radar Conference. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2007: 352-356.
- [9] EHRMAN L M, BLARIR W D. Using target RCS when tracking multiple Rayleigh targets [J]. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 2010, 46(2): 701-716.
- [10] GROSSI E, L OPS M, VENTURINO L. Track-before-detect for multi-frame detection with censored observations [J]. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 2014, 50(3): 2032-2046.
- [11] RAO Bin, ZONG Zhiwei, NIE Yuanping. Track before detect of weak ballistic target using elliptical Hough transform [C]//Proceedings of IET International Radar Conference. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2013: 345-351.
- [12] CELIK T. Two-dimensional histogram equalization and contrast enhancement [J]. Pattern Recognition, 2012, 45(10): 3810-3824.
- [13] 陈洪,张延鑫,朱祥玲. 一种基于背景抑制的星空图像增强方法 [J]. 解放军理工大学学报(自然科学版), 2015, 16(2): 109-113.
- CHEN Hong, ZHANG Yanxin, ZHU Xiangling. Star map enhancement method based on background suppression [J]. Journal of PLA University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2015, 16(2): 109-113.
- [14] 郑恩明,张恩宾,孙长瑜. 一种基于重置协方差矩阵的波束形成优化方法 [J]. 振动与冲击, 2015, 34(17): 185-190.
- ZHENG Enming, ZHANG Enbin, SUN Changyu. An optimization approach for beam forming based on reset covariance matrix [J]. Journal of vibration and shock, 2015, 34(17): 185-190.
- [15] STRUZINSKI W A, LOWE E D. A performance comparison of four noise background normalization schemes proposed for signal detection systems [J]. Journal of Acoustical Society of America, 1984, 76(6): 1738-1742.
- [16] SHAPIRO J H, GREEN T J. Performance of split window multipass-mean noise spectral estimations [J]. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 2000, 36(4): 1360-1370.
- [17] SUOJOKI T, TABUS I. A novel efficient normalization technique for sonar detection [C]//Proceedings of the 2002 International Symposium on Underwater Technology. Tokyo, Japan: Society for Underwater Technology, 2002: 296-301.
- [18] ARBONE C P, KAY S M. A novel normalization algorithm based on the three dimensional minimum variance spectral estimator [J]. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 2012, 48(1): 430-448.
- [19] 李启虎. 数字式声纳设计原理 [M]. 合肥: 安徽教育出版社, 2002: 127-133.
- [20] 章毓晋. 图像分割 [M]. 北京: 科学出版社, 2001: 9-54.

(编辑 刘杨)