

# 液压圆柱滑阀 K-K 型节流槽流量面积参数模型

张宇航<sup>1</sup>, 闫桂山<sup>2</sup>, 杨明昆<sup>1</sup>, 余聪<sup>1</sup>, 陈革新<sup>1,3</sup>, 姜文光<sup>1</sup>

(1. 燕山大学机械工程学院, 066004, 河北秦皇岛; 2. 中山大学智能工程学院, 510275, 广州;

3. 新疆工程学院机电工程学院, 830023, 乌鲁木齐)

**摘要:** 针对 K-K 型节流槽流量系数复杂时变及结构参数强耦合的特征, 采用流量面积参数模型 (FAPM), 开展了液压圆柱滑阀 K-K 型节流槽阀口流量压降特性研究。首先, 推导出 K-K 型节流槽阀口面积的数学模型, 并将其等效为 3 个单阶 K 型节流槽阀口面积的组合形式; 其次, 基于计算流体动力学 (CFD) 和响应面模型 (RSM), 建立了极限饱和流量下 K-K 型节流槽的 FAPM 模型; 最后, 通过对 FAPM 模型的分析, 得到组合型节流槽阀芯结构与流量压降的映射关系。研究结果表明: 当入口体积流量大于 7.31 L/min 时, 满足极限流量饱和条件, 此时流量系数与入口体积流量无关; 当入口体积流量分别为 20、30、50 L/min 时, FAPM 模型预测的 K-K 型节流槽阀口压降与 CFD 仿真值的平均误差均控制在 7% 以内。该模型完成了对 K-K 型节流槽阀芯结构的近似表达, 并可应用于其他类型的组合型节流槽。

**关键词:** 液压圆柱滑阀; K-K 型节流槽; 流量面积参数模型; 流量压降; 计算流体动力学; 响应面模型

**中图分类号:** TH137 **文献标志码:** A

**DOI:** 10.7652/xjtuxb202406020 **文章编号:** 0253-987X(2024)06-0215-12

## Flow Area Parameter Model of K-K Shape Notch of Hydraulic Cylinder Spool Valve

ZHANG Yuhang<sup>1</sup>, YAN Guishan<sup>2</sup>, YANG Mingkun<sup>1</sup>, YU Cong<sup>1</sup>,

CHEN Gexin<sup>1,3</sup>, JIANG Wenguang<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei 066004, China;

2. School of Intelligent Systems Engineering, Sun Yat-Sen University, Guangzhou 510275, China;

3. College of Mechanical and Electrical Engineering, Xinjiang Institute of Engineering, Urumqi 830023, China)

**Abstract:** Aiming at the complicated time-variant flow coefficients and strong coupling notch structure parameters of K-K shape notches, the research of K-K shape notch flow pressure drop characteristics of the hydraulic cylinder spool valve is carried out using the flow area parameter model (FAPM). First, the mathematical model of K-K shape notch's flow area is derived, which is equivalent to the combination of three single-stage notches. Then, based on computational fluid dynamics (CFD) and response surface model (RSM), the FAPM model of the K-K shape notch under limit saturation flow is established. Finally, the mapping relationship between the combined notch spool structure and flow-pressure drop is obtained on the basis of the FAPM

收稿日期: 2023-07-26。 作者简介: 张宇航(1999—), 男, 硕士生; 闫桂山(通信作者), 男, 博士, 助理研究员。 基金项目: 中央引导地方科技发展专项资金资助项目(ZYYD2022C09); 国家自然科学基金资助项目(52275066); 河北省高等学校科学技术研究资助项目(ZD2021340)。

网络出版时间: 2023-11-01

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.t.20231030.1729.006>

model. The results show that the limit saturation flow requirement is met when the inlet volume flow is 7.31 L/min, and the flow coefficient is independent of inlet volume flow at this moment. When the inlet volume flow is 20, 30 and 50 L/min, the average deviations of the K-K shape notch valve port pressure drop between the value predicted by the FAPM model and the CFD simulation value are all below 7%. The proposed model effectively realizes the approximate expression of K-K shape notch structure and can be applied to other types of notches.

**Keywords:** hydraulic cylinder spool valve; K-K shape notch; flow area parameter model; flow pressure characteristics; computational fluid dynamics; response surface model

近年来,非道路移动源因其对空气污染和气候变化的贡献而受到广泛关注<sup>[1]</sup>。工程机械在非道路移动源空气污染中扮演着重要角色。2021年,中国工程机械 $\text{NO}_x$ 、PM的排放量分别占非道路移动源总排放量的30.0%和32.1%<sup>[2]</sup>。随着全球气候变暖、能源危机以及废气排放法规的相继颁布,对工程机械节能减排的要求愈发严格<sup>[3]</sup>。

为了减少工程机械的污染排放和节能,纯电驱动和能量回收技术逐渐在工程机械上得到推广和应用<sup>[4]</sup>。纯电动工程机械有效解决了污染物排放问题。然而,在纯电动工程机械液压系统中,存在一些工况(例装载机动臂下落)可以回收能量,但这些能量却大多以热能的形式耗散<sup>[5]</sup>。研究人员已经提出了许多有效的能量回收技术来回收利用工程机械执行机构的潜在能量<sup>[6-7]</sup>。作为工程机械液压系统的核心部件,液压圆柱滑阀通过调节阀口开度控制执行机构的动作,与此同时产生了大量的节流损失,能量耗散严重<sup>[8]</sup>。基于国家“双碳”政策,研究低能耗的液压圆柱滑阀具有重要的工程应用价值。

液压控制系统的工作特性在很大程度上取决于液压圆柱滑阀,其节流槽的构型决定了液压圆柱滑阀的流量控制性能。节流槽的形状多种多样,单阶节流槽如U型、V型、球型等<sup>[9-10]</sup>,多阶组合型节流槽如U-V型、U-U型、矩形-V型等<sup>[11]</sup>。不同节流槽结构的阀芯具有流量变化范围宽、小流量稳定性好和流量控制特性丰富的优点,因此广泛应用于需要高精度和稳定性的高性能液压阀中。国内外诸多学者开展了大量创新性研究,采用计算流体力学(CFD)数值模拟和实验方法讨论了节流槽结构对滑阀流动特性和流致现象的影响,其中对U型、V型及U-U型节流槽结构滑阀的流场分布<sup>[12]</sup>、流量特性<sup>[13]</sup>、空化<sup>[14-15]</sup>及阀芯结构优化<sup>[16]</sup>等方面的研究较多,K型、K-K型等其他类型的节流槽尚缺乏系统性的研究工作。

流量系数是表征液压圆柱滑阀阀口节流特性的

综合性指标,组合型节流槽的流量系数具有一定的复杂性和时变性,由阀口开度、入口体积流量、节流槽结构参数共同决定。在工程实践中,流量系数常被作为定值(0.7)处理,在阀口开度或体积流量较小时会产生极大的误差<sup>[17]</sup>。王安麟等<sup>[18]</sup>提出极限饱和和流量的概念,指出在极限饱和流量条件下,流量系数仅与阀口开度和节流槽结构有关。流量系数随阀口开度的变化特征往往没有明显的规律,为此陈源流等<sup>[19]</sup>提出流量数概念,指出流量数随阀口开度变化的曲线平滑且连续,通过简单多项式拟合便可得到流量数与阀口开度的函数关系。

工程实践中对于组合型节流槽阀芯结构的设计往往依赖于经验和试错,实验成本较高。此外,由于实验取样有限,因此难以设计出最佳的节流槽组合结构和理想的流量压降特性。同时,流量压降特性和节流槽结构参数之间存在非线性关系,难以建立明确的数学模型。为了克服基于实验室设计耗时低效的本质,CFD和近似模型技术应运而生。通过建立近似模型,将原本复杂的问题转化为一个较小的近似子模型,且可以配合优化算法获得原问题的最优解。响应面模型(RSM)基于最小二乘法,可将实验或模拟获得的估计值拟合到二次多项式模型,因此被应用于许多工业领域<sup>[20]</sup>。结合RSM模型,可以建立节流槽结构参数与流量数的近似模型,但组合型节流槽的决策变量往往较多,为了保证拟合精度,近似模型所需的实验样本将成倍增加,极大增加了CFD仿真计算的时间与成本。

针对上述问题,本文以某型装载机转向系统流量放大阀阀芯K-K型节流槽为研究对象,通过CFD参数化数值模拟获得实验设计的样本点,采用最优拉丁超立方采样、多项式拟合和RSM模型,建立K型节流槽结构的流量面积参数模型(FAPM)模型,并通过等效液阻并联原理和线性叠加方法,得到K-K型节流槽结构与阀芯位移、流量压降的映射关系。研究结果可为组合型节流槽结构的表征和高性能液压圆柱滑阀的设计与优化提供思路。

# 1 液压圆柱滑阀物理和数学模型

## 1.1 液压圆柱滑阀物理模型描述

### 1.1.1 装载机流量放大系统

以某型装载机转向液压系统流量放大阀为研究对象,其结构为三位四通液压圆柱滑阀,图 1 给出了阀芯处于中位状态时流量放大阀的结构简图,其中图 1(a)为流量放大阀剖视图,主要包括阀芯、阀体、复位弹簧等元件;图 1(b)为简化后的流量放大阀装配图,主要包括阀芯和阀体;K-K 型节流槽阀芯的局部视图如图 1(c)所示。

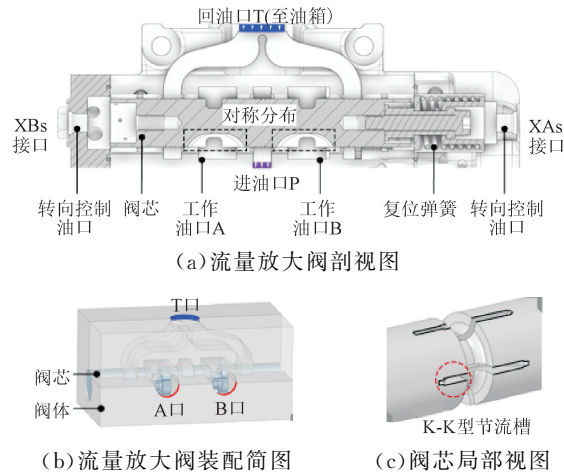


图 1 流量放大阀结构(中位状态)

Fig. 1 Flow-amplified hydraulic spool valve structure (spool at the middle position)

通过操纵方向盘驱动阀芯左右移动,可实现换向和流量调节功能。当方向盘不转动,即流量放大阀芯两端没有先导压力时,阀芯保持在中位;当操纵方向盘右转时,先导控制油流入 XAs 接口,流量放大阀芯克服弹簧阻力向左运动,由液压泵输出的工作油液从进油口 P 流入,经过 K-K 型节流槽阀口流入工作油口 B,同时液压缸的油液从工作油口 A 流入回油口 T 至油箱,形成  $P \rightarrow K-K \rightarrow B$  和  $A \rightarrow K-K \rightarrow T$  油路;当操纵方向盘左转时,先导控制油流入 XBs 接口,形成  $P \rightarrow K-K \rightarrow A$  和  $B \rightarrow K-K \rightarrow T$  油路。由于 K-K 型节流槽在流量放大阀芯凸肩上对称分布,本文主要讨论阀芯右移  $P \rightarrow K-K \rightarrow A$  油路阀口的节流槽结构和流量特性。

### 1.1.2 K-K 型节流槽阀芯结构

阀芯右移  $P \rightarrow K-K \rightarrow A$  油路节流槽阀口的节流槽结构如图 2 所示。阀芯凸肩上均匀分布有 2 种 5 组 K-K 型节流槽,如图 2(a)、(b)所示;每种 K-K 型节流槽由结构尺寸各异的 2 种 K 型节流槽耦合而成,如图 2(c)所示。图中,  $x_{01} \sim x_{04}$ 、 $R_1 \sim R_4$ 、 $W_1 \sim W_4$ 、 $D_1 \sim D_4$

分别为 2 种 K 型节流槽的封油长度、节流槽半径、宽度和深度,  $R_g$  为阀芯阀颈半径,  $R_s$  为阀芯凸肩半径。

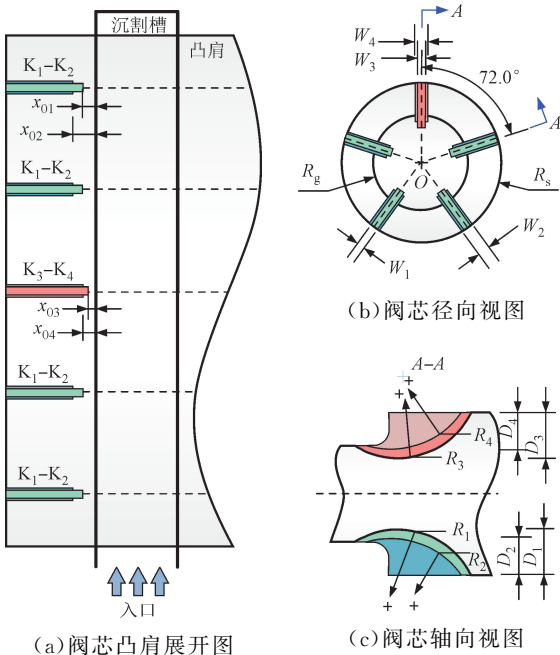


图 2 K-K 型节流槽阀芯结构

Fig. 2 Spool structure of K-K shape notch spool valve

## 1.2 液压圆柱滑阀数学模型建立

### 1.2.1 K-K 型节流槽阀口面积

阀口面积是决定阀口流量特性的关键因素,确定阀芯位移与阀口面积间的函数关系是开展流量特性研究的基础。根据伯努利定律,流体流过节流截面时,流速会急剧升高,同时压力会迅速下降。为了得到节流截面的准确位置,采用 CFD 数值模拟对节流槽内的压力进行分析,不同阀口开度下 K 型节流槽阀口处的压力分布如图 3 所示。由图可见,流体在节流槽入口处压力较大,流过节流槽时压力急剧降低,且压降主要发生在过流截面处。此时,定义  $A_K$  为 K 型节流槽阀口面积,根据渐扩节流槽阀口面积计算原则<sup>[21]</sup>,  $A_K$  可按阀口开度处的截面积在斜面上的投影面积计算。

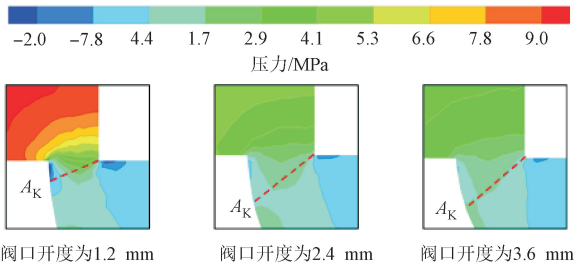


图 3 K 型节流槽阀口处的压力分布云图

Fig. 3 Pressure distribution counters of K-shape notch spool valve port

图4以 $K_1$ - $K_2$ 型节流槽为例,给出了K-K型节流槽结构尺寸,用以推导节流槽阀口面积的计算过程。图中, $L_i(i=1,2)$ 为K型节流槽长度, $\theta_{bi}$ 为K型节流槽与阀芯圆心间的夹角, $\beta_i$ 为线段 $BC$ (或 $BF$ )与线段 $BD$ (或 $BE$ )间的夹角, $d_1$ 、 $d_2$ 分别为线段 $BE$ 和 $BC$ 的长度。

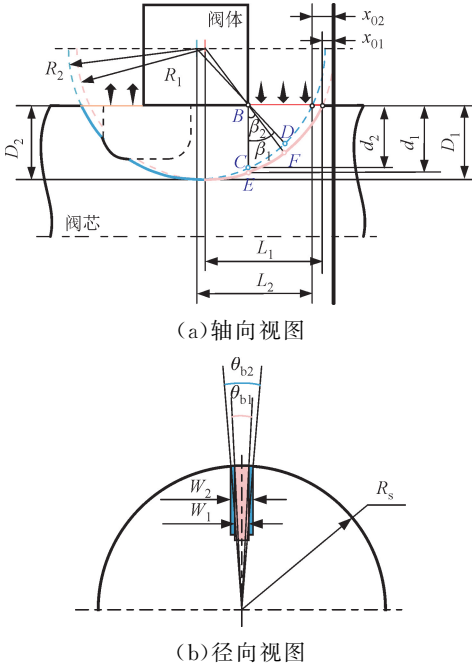


图4 K-K型节流槽结构尺寸

Fig. 4 Structural dimensions of the K-K shape notch

K-K型节流槽由矩形铣刀切割两次阀芯凸肩而成,根据液阻并联原理,K-K型节流槽阀口面积由K型节流槽阀口面积耦合而成,各变量的表达如下

$$\begin{cases} L_i = \sqrt{R_i^2 - (R_i - D_i)^2} \\ \beta_i = \arctan \frac{L_i - (x - x_{0i})}{R_i - D_i} \\ \theta_{bi} = 2\arctan \frac{W_i/2}{R_s} \\ d_i = \sqrt{R_i^2 - [L_i - (x - x_{0i})]^2} - (R_i - D_i) \end{cases} \quad (1)$$

式中: $x$ 为阀芯位移; $i=1,2$ 。

等效截面的面积 $A_i$ 可写为

$$A_i = \frac{R_s^2 \theta_{bi}}{2} - \frac{W_i R_s}{2} \cos \frac{\theta_{bi}}{2} + W_i \left[ d_i - R_s \left( 1 - \cos \frac{\theta_{bi}}{2} \right) \right] \quad (2)$$

等效截面1与2的交集面积 $A_{12}$ 为

$$A_{12} = A_1 \cap A_2 = A_1 - W_1 (d_1 - d_2) = \frac{R_s^2 \theta_{b1}}{2} - \frac{W_1 R_s}{2} \cos \frac{\theta_{b1}}{2} + W_1 \left[ d_2 - R_s \left( 1 - \cos \frac{\theta_{b1}}{2} \right) \right] \quad (3)$$

$K_1$ - $K_2$ 型节流槽阀口面积变化如图5所示,其公式推导过程如下。

(1)当 $0 \leq x \leq x_{01}$ 时, $K_1$ - $K_2$ 型节流槽阀口开度为0,阀口面积为

$$A_{K_1-K_2} = 0 \quad (4)$$

(2)当 $x_{01} < x \leq x_{02}$ 时,节流槽 $K_1$ 逐渐打开,此时阀口面积为

$$A_{K_1-K_2} = A_1(x) \cos \beta_1 \quad (5)$$

(3)当 $x_{02} < x \leq x_{\max}$ ( $x_{\max}$ 为阀芯极限位移)时,节流槽 $K_1$ 全开, $K_2$ 逐渐打开。此时K-K型节流槽阀口面积可等效为3个单级K型节流槽( $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_{12}$ )阀口面积的组形式,各K型节流槽阀口面积分别为

$$A_{K_1} = A_1(x) \cos \beta_1 \quad (6)$$

$$A_{K_2} = A_2(x) \cos \beta_2 \quad (7)$$

$$A_{K_{12}} = A_{12}(x) \cos \beta_2 \quad (8)$$

进一步, $K_1$ - $K_2$ 型节流槽阀口面积可写为

$$A_{K_1-K_2} = A_{K_1} + A_{K_2} - A_{K_{12}} = A_1(x) \cos \beta_1 + A_2(x) \cos \beta_2 - A_{12}(x) \cos \beta_2 \quad (9)$$

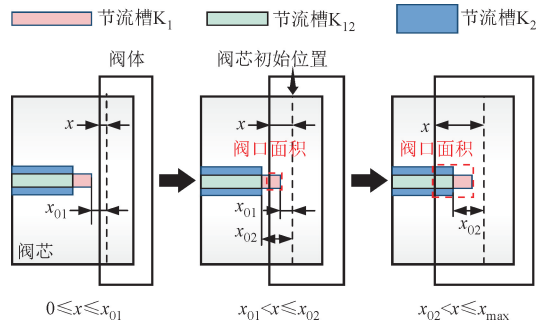


图5 不同阀芯位移下K-K型节流槽阀口面积变化

Fig. 5 Flow area development of the K-K shape notch spool valve port under various spool displacements

### 1.2.2 极限饱和和流量

节流槽液压圆柱滑阀的流量系数由体积流量、阀芯位移和节流槽结构共同决定。虽然体积流量对流量系数的影响很小,但必须建立极限饱和和流量数学模型,以保证入口体积流量对流量系数无显著影响。

雷诺数 $Re$ 和流量系数 $C_d$ 之间的关系可以表示为<sup>[22]</sup>

$$C_d = C_{dus} \sqrt{\frac{1}{1 + 4pb / (a\mu\chi Re)}} \quad (10)$$

式中: $C_{dus}$ 为流量连续增加到无穷大时的稳定值,即极限饱和和流量系数; $\rho$ 为工作油液的密度; $a$ 和 $b$ 为压降-流量曲线的拟合系数; $\chi$ 为湿周长度; $\mu$ 为油液的动力黏度。将 $C_{dus}$ 、 $a$ 、 $b$ 、 $\chi$ 、 $\mu$ 的具体数值代入式(10),可获得固定阀口开度下节流槽阀口的



$C_d-Re^{0.5}$  曲线。

令极限饱和流量数  $k_{us}=4\rho b/a\mu\chi$ ,式(10)可以写为

$$C_d = C_{dus} \sqrt{\frac{Re}{Re + k_{us}}}$$

(11)

式(11)给出了流量系数  $C_d$  和雷诺数  $Re$  之间的函数关系,能够反映阀口节流特性和流体流动状态之间的映射关系。对于固定结构的节流槽, $k_{us}$  为定值。在非饱和流量条件下,层流雷诺数通常较小,此时  $C_d$  与  $Re$  的相关性较大;在饱和流量条件下,湍流雷诺数较大,甚至  $Re \gg k_{us}$ ,此时  $C_d$  趋于稳定值  $C_{dus}$ ,与  $Re$  的相关性较小。

令  $C_d = \eta C_{dus}$ ,系数  $\eta \in (0,1)$ ,代入式(11),可得

$$Re_{us} = k_{us} \eta^2 / (1 - \eta^2)$$

(12)

式中: $Re_{us}$  为临界雷诺数。

此时,体积流量  $Q$  的表达式可写为

$$Q = \frac{\rho \chi}{4\rho} Re_{us}$$

(13)

由式(13)计算出的体积流量,即为极限饱和流量。

1.2.3 FAPM 数学模型

在极限饱和流量条件下, $C_d$  趋于稳定值  $C_{dus}$ ,此时可忽略体积流量的影响, $C_d$  仅与节流槽结构和阀芯位移有关。

节流槽阀口的节流公式可表示为

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

(14)

式中: $A$  表示任意类型节流槽的阀口面积; $\Delta p$  表示进出口压降。

图 6 给出了 3 种不同结构尺寸 K 型节流槽阀口流量系数  $C_d$  随阀口开度的变化曲线。节流槽的结构尺寸如表 1 所示。

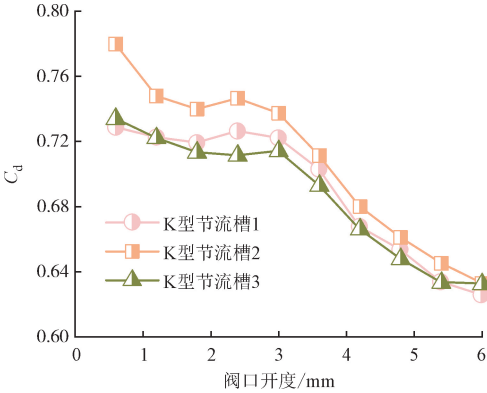


图 6 3 种 K 型节流槽阀口  $C_d$  随阀口开度的变化  
Fig. 6 Plot of  $C_d$  varying with valve opening of three kinds of K shape notches

表 1 3 种 K 型节流槽的结构尺寸

Table 1 Structure parameters of three kinds of K shape notches

| 节流槽类型 | $x_0/\text{mm}$ | $D/\text{mm}$ | $R/\text{mm}$ | $W/\text{mm}$ |
|-------|-----------------|---------------|---------------|---------------|
| 1     | 1.20            | 11.09         | 11.60         | 7.56          |
| 2     | 1.20            | 10.90         | 11.64         | 6.76          |
| 3     | 1.20            | 10.59         | 11.80         | 90.2          |

由图 6 可见,  $C_d$  与阀口开度呈负相关,小开度时的  $C_d$  较大,有利于液压系统快速建压。 $C_d$  随阀口开度和节流槽结构变化显著,以 K 型节流槽 2 为例,阀口开度为 6 mm 时的  $C_d$  比 0.6 mm 时的小 19.2%。

工程实践中,常常根据经验将  $C_d$  作为定值处理,可靠性较差。此外, $C_d$  随阀口开度变化无明显规律,难以构造通用的函数。然而, $C_d A_K$  随阀口开度的变化曲线却具有线性、连续的特点,如图 7 所示,可采用简单的函数线性拟合。定义可决系数  $R^2$  为拟合优度的评价指标,计算出  $R^2 > 0.999$ ,表明拟合优度较高。

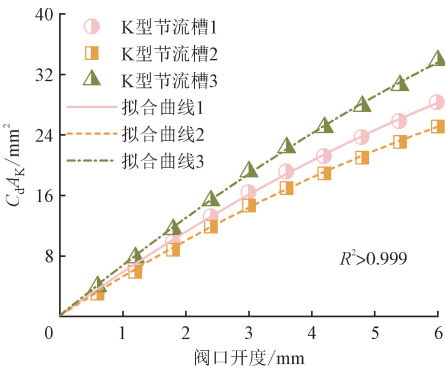


图 7 3 种 K 型节流槽阀口  $C_d A_K$  随阀口开度的变化  
Fig. 7 Plot of  $C_d A_K$  varying with valve opening of three kinds of K shape notches

因此,为了更全面地反映 K-K 型节流槽滑阀的流量控制性能,引入流量面积  $C_A$  作为表征流量控制特性的参数,表示如下

$$C_A = C_d A$$

(15)

假设阀芯凸肩上 K-K 型节流槽的数量为  $n$ ,流过各 K-K 型节流槽的流量为  $Q_{(K-K)_1}, Q_{(K-K)_2}, \dots, Q_{(K-K)_n}$ ,流量系数为  $C_{(K-K)_1}, C_{(K-K)_2}, \dots, C_{(K-K)_n}$ ,阀口面积为  $A_{(K-K)_1}, A_{(K-K)_2}, \dots, A_{(K-K)_n}$ ,流量面积为  $C_{A_1}, C_{A_2}, \dots, C_{A_n}$ 。由式(14)可得

$$\begin{cases} Q_{(K-K)_1} = C_{(K-K)_1} A_{(K-K)_1} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \\ Q_{(K-K)_2} = C_{(K-K)_2} A_{(K-K)_2} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \\ \vdots \\ Q_{(K-K)_n} = C_{(K-K)_n} A_{(K-K)_n} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \end{cases} \quad (16)$$

由液阻并联原理,可知

$$Q_{(K-K)} = Q_{(K-K)_1} + Q_{(K-K)_2} + \cdots + Q_{(K-K)_n} \quad (17)$$

因此,整个 K-K 型节流槽阀口的流量面积  $C_d A$  可写为各个组合型节流槽的线性叠加形式

$$C_d A = C_{(K-K)_1} A_{(K-K)_1} + C_{(K-K)_2} A_{(K-K)_2} + \cdots + C_{(K-K)_n} A_{(K-K)_n} = \sum_{i=1}^n C_{(K-K)_i} A_{(K-K)_i} \quad (18)$$

$$\begin{cases} Q_{(K-K)_1} = (C_{(K_j)_1} A_{(K_j)_1} + C_{(K_k)_1} A_{(K_k)_1} - C_{(K_{jk})_1} A_{(K_{jk})_1}) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \\ Q_{(K-K)_2} = (C_{(K_j)_2} A_{(K_j)_2} + C_{(K_k)_2} A_{(K_k)_2} - C_{(K_{jk})_2} A_{(K_{jk})_2}) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \\ \vdots \\ Q_{(K-K)_n} = (C_{(K_j)_n} A_{(K_j)_n} + C_{(K_k)_n} A_{(K_k)_n} - C_{(K_{jk})_n} A_{(K_{jk})_n}) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \end{cases} \quad (21)$$

式(18)可表示为

$$C_d A = \sum_{i=1}^n (C_{(K_j)_i} A_{(K_j)_i} + C_{(K_k)_i} A_{(K_k)_i} - C_{(K_{jk})_i} A_{(K_{jk})_i}) \quad (22)$$

若建立了各 K-K 型节流槽的流量面积参数模型,则整个阀口的流量面积参数模型可由式(22)计算得到。进一步,根据式(14)将流量面积作为中间变量,即可获得体积流量与压降的映射关系。

## 2 数值模拟与试验验证

### 2.1 数值模拟

#### 2.1.1 边界条件设置

采用 Ansys Fluent 2021R1 软件对 K 型及 K-K 型液压圆柱滑阀的流体域进行数值模拟。使用基于压力的求解器,为降低计算难度与资源消耗,采用雷诺时均法简化控制方程,并引入 Realizable  $k-\epsilon$  模型对时均化引入的雷诺应力项进行补充。为减少无关因素对仿真结果的影响,采取如下假设:(1)流体介质为不可压缩牛顿流体;(2)内部流场密封性较好,无内泄漏;(3)忽略温度对流场的影响。

设置仿真收敛精度为  $10^{-6}$ ,流体介质选用黏度为 46 cSt、密度为  $889 \text{ kg/m}^3$  的液压油。设置入口速度为  $0.165 \sim 1.653 \text{ m/s}$ ,出口压力为  $0.1 \text{ MPa}$ ,其余边界为无滑移静止壁面。

由式(9)可知,K-K 型节流槽的阀口面积可以表示为 3 个 K 型节流槽的阀口面积的组合形式。以第  $i$  个 K-K 型节流槽  $K_j\text{-}K_k$  为例,此节流槽由 K 型节流槽  $K_j$ 、 $K_k$  组成( $j=1 \sim n, k=1 \sim n, j \neq k$ ),节流槽  $K_j$ 、 $K_k$  的阀口面积分别为  $A_{(K_j)_i}$  和  $A_{(K_k)_i}$ ,两者的交集为  $A_{(K_{jk})_i}$ ,流量系数分别为  $C_{(K_j)_i}$  和  $C_{(K_k)_i}$ ,两者的交集为  $C_{(K_{jk})_i}$ ,则 K-K 型节流槽的阀口面积  $A_{(K-K)_i}$  可表示为

$$A_{(K-K)_i} = A_{(K_j)_i} + A_{(K_k)_i} - A_{(K_{jk})_i} \quad (19)$$

流量面积  $C_{(K-K)_i}$  可表示为

$$C_{(K-K)_i} = C_{(K_j)_i} + C_{(K_k)_i} - C_{(K_{jk})_i} \quad (20)$$

进一步地,式(16)可表示为

#### 2.1.2 网格划分与独立性验证

计算域的网格由非结构化网格组成,如图 8 所示。设置最小网格尺寸为  $0.1 \text{ mm}$ ,在壁边界附近施加足够的棱柱层,并对阀口处的网格进行局部加密以提高计算精度。为避免网格数量对仿真结果的影响,在仿真参数设置相同的条件下,调整面网格和体网格尺寸进行网格独立性验证,分析结果见表 2。

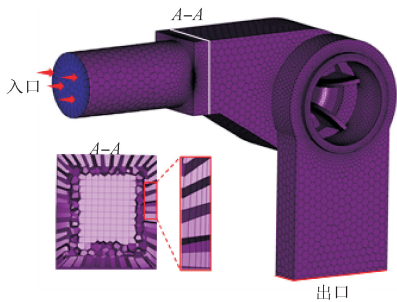


图 8 滑阀流体域中心截面网格

Fig. 8 Mesh of the center section of the spool fluid domain

表 2 网格独立性分析

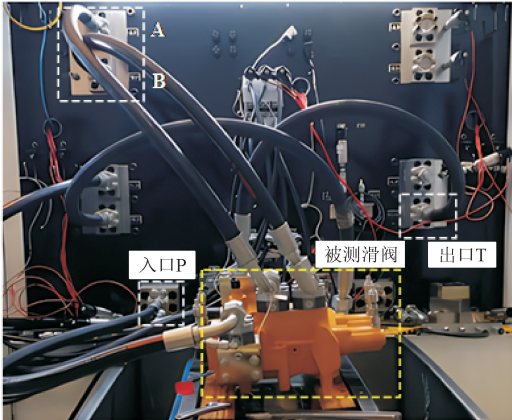
Table 2 Grid independence analysis

| 网格类型 | 网格数量/万 | 最大偏斜度<br>( $<0.95$ ) | 最小正交度<br>( $>0.05$ ) | 进出口压差/MPa |
|------|--------|----------------------|----------------------|-----------|
| 1    | 24.5   | 0.42                 | 0.28                 | 4.02      |
| 2    | 49.7   | 0.42                 | 0.29                 | 3.92      |
| 3    | 83.7   | 0.40                 | 0.33                 | 3.46      |
| 4    | 165.3  | 0.39                 | 0.31                 | 3.43      |

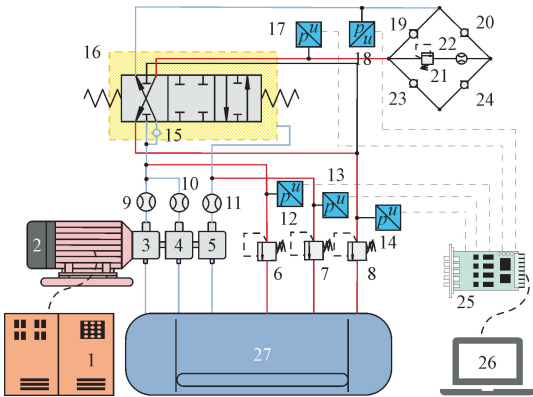
选取 K-K 型节流槽阀口开度为 2 mm 时的流体域作为验证算例,设定入口速度为 0.661 m/s,出口压力为 0.1 MPa,计算参考量为进出口压差。由表 2 可知,当网格划分数量为 83.7 万时,继续增加网格数量,计算结果不再有明显变化,网格满足独立性要求。由此,最终确定网格数量为 83.7 万,以保证网格的质量和计算资源的最佳配置。此时面网格最大偏斜度为 0.4,体网格最小正交度为 0.33,网格质量良好。

2.2 试验验证

为验证数值模拟结果的准确性,搭建静态性能测试试验台。试验台装置及系统工作原理如图 9 所示。试验台主要由液压系统和数据采集系统组成。液压系统包括油箱、液压泵、试验滑阀、单向阀和溢流阀,并由液压管路连接。数据采集系统包括压力传感器、滤波器、数据采集卡和测试软件。



(a) 试验装置实物图



- 1—变频器;2—电机;3~4—变量泵;5—定量泵;  
6~7,21—安全阀;8—背压阀;9~11,22—流量计;  
12~14,17,18—压力传感器;15,19,20,23,24—单向阀;  
16—试验滑阀;25—数据采集卡;26—监测器;27—油箱。
- (b) 试验系统工作原理(滑阀处于左位)

图 9 静态性能测试试验台及系统工作原理  
Fig. 9 Experiment setup of static performance

试验过程中,试验滑阀的入口流量由两台变量泵 3 和 4(范围 0~500 L/min)调节,泵由电机 2 驱动。测试滑阀的先导流量由定量泵 5 提供。工作压力由安全阀 6 和 7 调节。通过单向阀 19、20、23 和 24 组合来模拟负载。背压阀 8 调节测试滑阀的回油压力。采用压力传感器(范围 0~45 MPa)和流量计(范围 0~500 L/min)将系统的物理信号转换为电压/电流信号,由数据采集卡自动收集并发送到监测器。

选择密度为 889 kg/m<sup>3</sup>、黏度为 46 cSt 的液压油作为工作流体,以油路 P-A 为测试对象(阀芯向右移动),在油路 P-A 的阀芯肩部有 4 个 K 型节流槽,K 型节流槽的长度、深度、宽度和半径分别为 6、9.5、8、10 mm。入口体积流量分别设置为 250、350、450 L/min,出口压力设置为 0.1 MPa。考虑到极限阀口开度时阀芯结构的形状误差对测试结果的影响很大,选择阀芯位移测试范围为 6~15 mm。

图 10 为不同阀芯位移下,数值模拟与试验得到的压降对比。由图可见,3 种入口体积流量下,试验和数值模拟得到压降之间的相对误差均小于 15%,表明 CFD 仿真模型的可信度较高,因此可认为仿真结果能够真实反映实际工作中的节流效果。

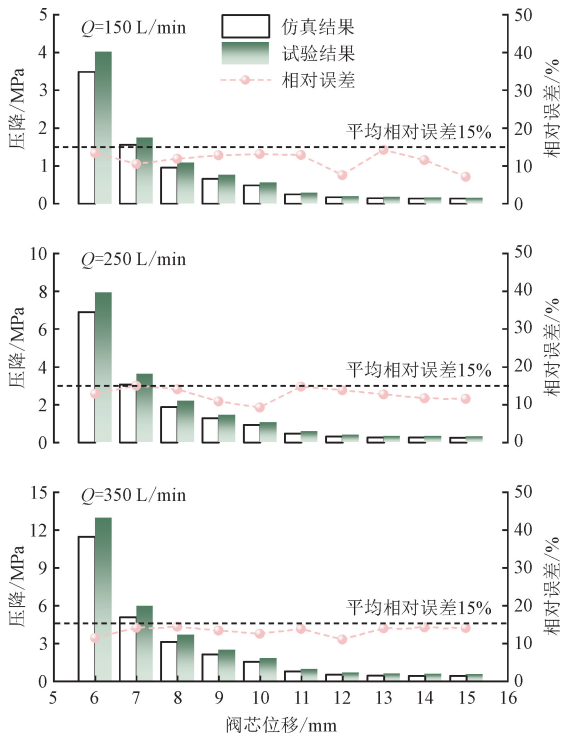


图 10 不同入口体积流量下进出口压降的仿真和试验结果及相对误差的对比

Fig. 10 Comparison and relative deviation of simulation and experiment with different inlet volume flow rate

3 液压圆柱滑阀 K-K 型节流槽 FAPM 模型

3.1 极限饱和和流量条件

1.2.2 节建立了液压圆柱滑阀极限饱和和流量数学模型,发现在饱和和流量条件下,流量系数  $C_d$  趋近于  $C_{dus}$ ,且与雷诺数  $Re$  的相关性较小。当阀芯位移最大时,流量系数达到极限值所需的雷诺数最大<sup>[19]</sup>。

以典型 K 型节流槽( $x_0=1.54\text{ mm}$ ,  $D=9\text{ mm}$ ,  $R=16\text{ mm}$ ,  $W=1.6\text{ mm}$ )为例,建立最大阀芯位移下的 CFD 仿真模型,采用 2.1 节中的仿真参数,设置较大范围的流量值以反映雷诺数的变化,模拟结果采用式(11)进行多项式拟合。图 11 给出了阀口全开时流量系数的模拟结果和拟合曲线,可决系数  $R^2$  为 0.983,拟合结果与 CFD 仿真结果的最大误差为 1.086%,均表明拟合精度较高。

通过多项式拟合可得  $k_{us}=21.03$ ,令  $\eta=0.98$ ,即假设流量系数达到饱和和流动状态极限值的 98%。此时,通过式(12)和(13)计算得到  $Q=7.31\text{ L/min}$ ,即相对误差在 2% 范围内。由此可知,若体积流量大于  $7.31\text{ L/min}$ ,流量系数可取为极限值  $C_{dus}$ 。

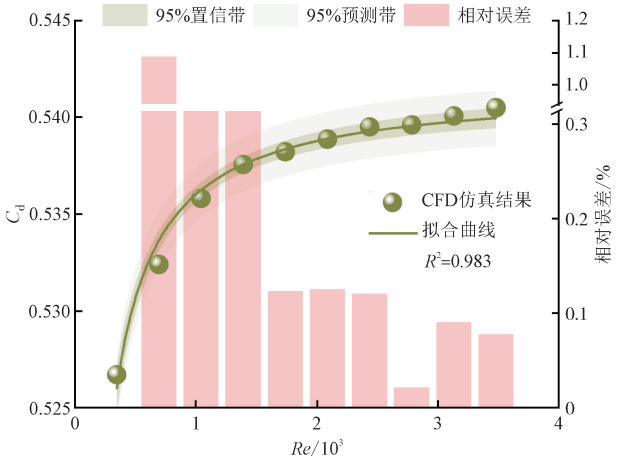


图 11 最大阀芯位移处  $C_d$  随  $Re$  变化的拟合曲线及拟合结果与 CFD 仿真结果的对比

Fig. 11 The fitting curve of  $C_d$  with  $Re$  at the maximum spool displacement and the comparison of the fitted and simulation results

3.2 K 型节流槽 FAPM 模型

由 3.1 节极限饱和和流量条件,当体积流量大于  $7.31\text{ L/min}$  时,流量系数仅与阀芯位移和节流槽结构有关。若建立每个 K 型节流槽结构关于流量面积的数学模型,则 K-K 型节流槽结构的 FAPM 模型可由式(22)计算得到。

3.2.1 实验设计

将 K 型节流槽的封油长度  $x_0$ 、深度  $D$ 、半径  $R$  和宽度  $W$  4 个结构参数作为设计变量,通过实验设计生成样本点。实验设计有中心复合设计、正交数组和拉丁超立方等多种,其中拉丁超立方实验设计经过改进,有着更好的均匀性和空间填充性,被称为最优拉丁超立方实验设计(OLHD)<sup>[23]</sup>。

为了保证采样的均匀性和连续性,采用 OLHD 设计从变量空间中收集合适的样本点,每个变量的值作为真实的结构尺寸,上下浮动不超过 20%,设计变量的取值范围如表 3 所示。采用 OLHD 设计采样时,最小采样数目  $P$  为

$$P=(N+1)(N+2)/2 \tag{23}$$

式中: $N$  为因子数量,取为 4。

表 3 设计变量取值范围

Table 3 Range of design variables

| 取值范围 | $x_0/\text{mm}$ | $D/\text{mm}$ | $R/\text{mm}$ | $W/\text{mm}$ |
|------|-----------------|---------------|---------------|---------------|
| 下限   | 1.23            | 7.20          | 12.80         | 1.28          |
| 上限   | 5.45            | 10.8          | 19.20         | 3.00          |

计算得到的最小采样数目为 15,为保证足够的采样精度,设置采样个数为 30。OLHD 设计采样获得的样本如表 4 所示,样本点的空间分布如图 12 所示,图中圆球表示样本点在三维空间中的分布,黑色圆点表示样本点在各坐标平面上的投影。由图 12 可见,OLHD 设计的均匀性和随机性较好。

表 4 OLHD 设计采样样本

Table 4 Experiment samples of OLHD

| 样本编号     | $x_0/\text{mm}$ | $D/\text{mm}$ | $R/\text{mm}$ | $W/\text{mm}$ |
|----------|-----------------|---------------|---------------|---------------|
| 1        | 3.56            | 7.20          | 16.77         | 2.41          |
| 2        | 2.98            | 8.57          | 16.33         | 3.00          |
| 3        | 1.67            | 8.19          | 13.46         | 1.75          |
| 4        | 3.99            | 7.57          | 13.24         | 1.99          |
| 5        | 2.69            | 10.8          | 15.45         | 2.35          |
| $\vdots$ | $\vdots$        | $\vdots$      | $\vdots$      | $\vdots$      |
| 30       | 1.52            | 9.31          | 14.34         | 2.56          |

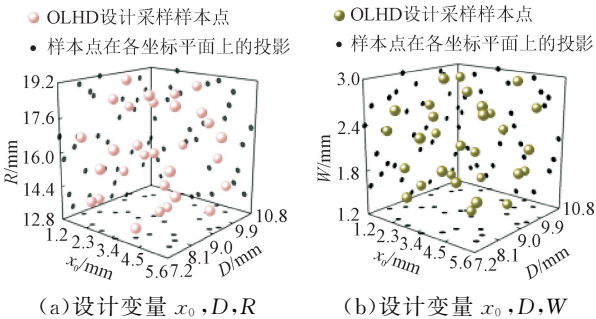


图 12 样本空间分布情况

Fig. 12 Sample space distribution



3.2.2 FAPM 模型

将表 4 中的 30 组样本作为实验样本,建立相应的 CFD 仿真模型,设置入口体积流量为 20 L/min,出口压力为 0.1 MPa,其余参数与 2.1 节一致。通过数值模拟采集入口压力,根据式(14)计算得到不同阀芯位移下的流量面积,以样本点  $x_0=3.56\text{ mm}$ ,  $D=7.2\text{ mm}$ ,  $R=16.77\text{ mm}$ ,  $W=2.41\text{ mm}$  为例,得到的流量面积曲线如图 13 所示。构建如下多项式

$$y=a(x-c)^2+b(x-c) \tag{24}$$

对曲线进行拟合,可得到拟合参数  $a$ 、 $b$ 、 $c$  的值。

由图 13 可见,曲线拟合的可决系数  $R^2$  为 0.999,表明拟合精度较高。进而,可将 FAPM 模型的建立转化为寻找节流槽结构参数与拟合参数的映射关系。

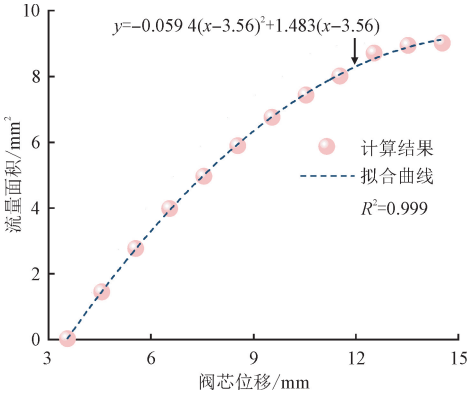


图 13 流量面积及多项式拟合结果

Fig. 13 Results of flow area and polynomial fitting

RSM 模型由 Box 和 Wilson 提出<sup>[24]</sup>,可用于拟合复杂的函数关系,并被证明具有高效性<sup>[20,25]</sup>。将 30 次多项式拟合得到的数据作为近似模型的输出参数,采用 RSM 模型建立 K 型节流槽结构参数关于  $a$ 、 $b$ 、 $c$  的数学模型,最终生成的 FAPM 模型(以  $D$ 、 $R$  关于  $b$  为例)如图 14 所示。误差分析如表 5 所示,可见所有误差都在允许范围内。

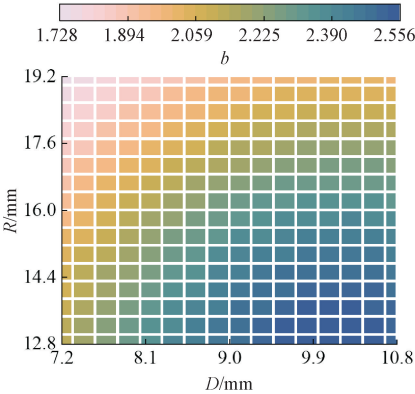


图 14 FAPM 模型( $D$ 、 $R$  关于  $b$ )

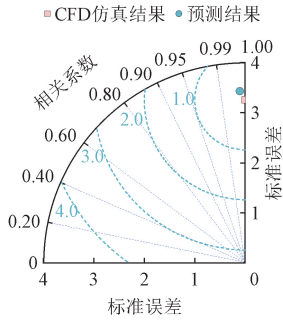
Fig. 14 FAPM model ( $D$ ,  $R$  vs  $b$ )

表 5 FAPM 模型误差分析

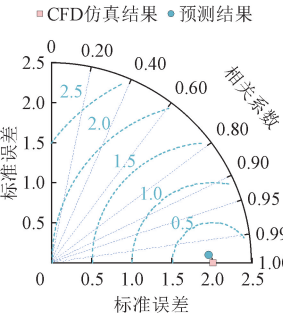
Table 5 Error analysis of the FAPM model

| 误差项  | <i>a</i> | <i>b</i> | <i>c</i> | 允许范围 |
|------|----------|----------|----------|------|
| 平均误差 | 0.082    | 0.067    | 0.013    | <0.2 |
| 均方根  | 0.096    | 0.088    | 0.017    | <0.2 |
| 可决系数 | 0.943    | 0.949    | 0.991    | >0.9 |

选择 30 组样本之外的 2 组数据,建立相应的 CFD 仿真模型。将 FAPM 模型的预测结果与仿真结果进行对比,预测性能通过泰勒图评估,如图 15 所示。泰勒图利用相关系数(蓝色射线)、均方根误差(绿色虚线)和标准误差(水平和垂直坐标轴)来描述预测结果与 CFD 仿真结果之间的关系。相关系数越大、均方根误差越小、标准误差越接近表示与 CFD 仿真结果越接近<sup>[26]</sup>。由图 15 可见,2 组测试数据的相关系数均大于 0.995,均方根误差小于 0.5,且仿真结果与预测结果的相对误差较为接近,表明 FAPM 模型具有良好的预测能力。



(a)  $x_0=2.54\text{ mm}$ ,  $D=9.0\text{ mm}$ ,  $R=16.0\text{ mm}$ ,  $W=2.5\text{ mm}$



(b)  $x_0=1.54\text{ mm}$ ,  $D=9.0\text{ mm}$ ,  $R=16.0\text{ mm}$ ,  $W=1.6\text{ mm}$

图 15 K 型节流槽 FAPM 模型预测结果与 CFD 仿真结果的对比

Fig. 15 Comparison of predicted and CFD simulation results of K shape notch FAPM

3.3 K-K 型节流槽阀口流量-压降特性

3.2 节建立了 K 型节流槽阀口的 FAPM 模型,

由式(22),单组 K-K 型节流槽 FAPM 模型可表示为 3 个单阶 K 型节流槽 FAPM 模型的组合形式,进而通过线性叠加方法可以得到 K-K 型节流槽阀口的 FAPM 模型。本节以原始 K-K 型节流槽结构阀芯为例,即整个阀口由 4 个  $K_1$ - $K_2$  型节流槽和 1 个  $K_3$ - $K_4$  型节流槽组成。 $K_1$ - $K_2$ 、 $K_3$ - $K_4$  型节流槽的等效节流槽结构参数和各 K 型节流槽的 FAPM 模型预测参数如表 6 所示。

表 6 等效 K 型节流槽结构参数和 FAPM 模型预测参数

Table 6 Structural parameters of equivalent K shape notches and FAPM model predicted parameters

| 节流槽      | 参数/mm     | 数值    | $a$      | $b$   | $c$   |
|----------|-----------|-------|----------|-------|-------|
| $K_1$    | $x_{01}$  | 2.54  | -0.041 4 | 1.070 | 2.496 |
|          | $D_1$     | 9.00  |          |       |       |
|          | $R_1$     | 16.00 |          |       |       |
|          | $W_1$     | 1.60  |          |       |       |
| $K_2$    | $x_{02}$  | 4.54  | -0.066 1 | 1.728 | 4.544 |
|          | $D_2$     | 9.00  |          |       |       |
|          | $R_2$     | 16.00 |          |       |       |
|          | $W_2$     | 2.50  |          |       |       |
| $K_{12}$ | $x_{012}$ | 4.54  | -0.038 9 | 1.024 | 4.582 |
|          | $D_{12}$  | 9.00  |          |       |       |
|          | $R_{12}$  | 16.00 |          |       |       |
|          | $W_{12}$  | 1.60  |          |       |       |
| $K_3$    | $x_{03}$  | 1.54  | -0.036 8 | 1.028 | 1.444 |
|          | $D_3$     | 9.00  |          |       |       |
|          | $R_3$     | 16.00 |          |       |       |
|          | $W_3$     | 1.60  |          |       |       |
| $K_4$    | $x_{04}$  | 2.54  | -0.067 0 | 1.745 | 2.563 |
|          | $D_4$     | 9.00  |          |       |       |
|          | $R_4$     | 16.00 |          |       |       |
|          | $W_4$     | 2.50  |          |       |       |
| $K_{34}$ | $x_{034}$ | 2.54  | -0.041 4 | 1.070 | 2.496 |
|          | $D_{34}$  | 9.00  |          |       |       |
|          | $R_{34}$  | 16.00 |          |       |       |
|          | $W_{34}$  | 1.60  |          |       |       |

由表 6 可知,FAPM 模型预测得到的参数  $c$  与节流槽的封油长度  $x_0$  基本一致,进一步表明了 FAPM 模型的可靠性。结合表 6 中各节流槽的预测参数和式(22),可得到整个 K-K 型节流槽阀口的 FAPM 模型,进而以整个阀口的 FAPM 模型为中

间量,结合式(14)得到节流槽结构关于流量压降的映射关系。为了验证 FAPM 模型对于整个阀口流量压降特性的可靠性预测,基于表 6 中阀芯结构尺寸,建立相应的 CFD 仿真模型,设置入口体积流量分别为 20、50、100 L/min,其余设置与 2.1 节一致,选取 12 个不同阀芯位移的样本点数据,将 FAPM 模型预测结果与 CFD 仿真结果进行对比,如图 16 所示。由图可见,FAPM 模型预测结果与仿真结果绝大部分相对误差在 7% 以内,各入口体积流量下的平均误差分别为 5.2%、5.7%、6.4%,进一步表明所建立的 FAPM 模型能够较好地描述 K-K 型节流槽结构与流量压降特性的映射关系。

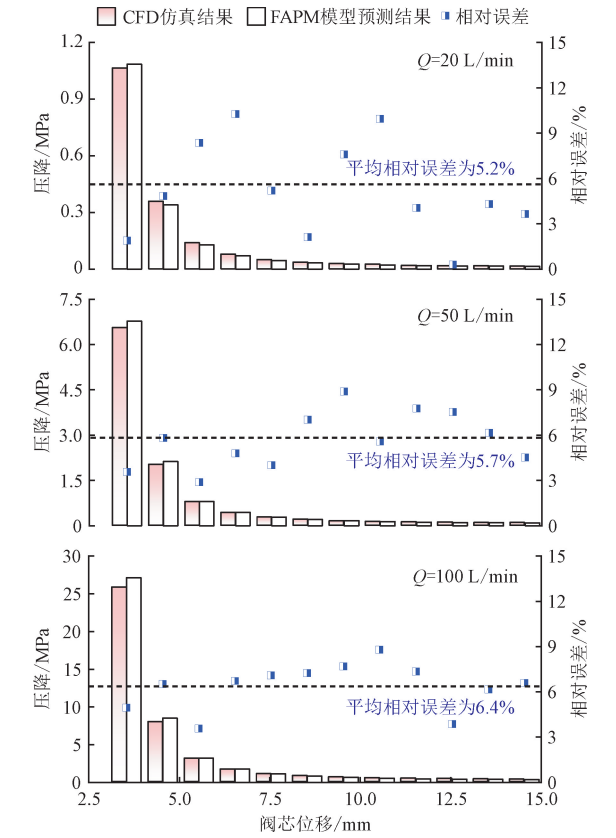


图 16 FAPM 模型预测的阀口压降与 CFD 仿真结果对比

Fig. 16 Comparison of pressure drop of FAPM prediction and CFD simulation

4 结 论

为了解决 K-K 节流槽结构参数耦合、流量系数时变以及传统近似模型所需样本点较多的问题,提出了一种针对组合型节流槽的 FAPM 模型,以预测节流槽结构与流量压降的映射关系。通过分析得到以下结论。

(1)推导了 K-K 型节流槽阀口面积表达式,将

K-K 型节流槽阀口面积等效为 3 个单阶 K 型节流槽的组合形式,此结果也可应用于其他类型的高阶节流槽。

(2)引入流量面积作为表征流量控制特性的参数,建立了极限饱和流量下 K 型节流槽的 FAPM 模型,得到了节流槽结构参数与流量面积的映射关系,并通过泰勒图验证了 FAPM 模型的高可靠性。

(3)建立了整个 K-K 型节流槽阀口的 FAPM 模型,将 FAPM 模型应用于某装载机流量放大阀芯 K-K 型节流槽的流量压降特性的预测中,并与 CFD 仿真结果进行对比,平均误差控制在 7% 以内。

在下一步的工作中,将结合所提出的 FAPM 模型和流量压降特性曲线,建立多目标优化模型对节流槽结构进行优化设计。

## 参考文献:

- [1] CAMPBELL P, ZHANG Yang, YAN Fang, et al. Impacts of transportation sector emissions on future U.S. air quality in a changing climate: Part II air quality projections and the interplay between emissions and climate change [J]. *Environmental Pollution*, 2018, 238: 918-930.
- [2] LI Xueyao, YANG Liu, LIU Yongteng, et al. Emissions of air pollutants from non-road construction machinery in Beijing from 2015 to 2019 [J]. *Environmental Pollution*, 2023, 317: 120729.
- [3] LIN Tianliang, LIN Yuanzheng, REN Haoling, et al. Development and key technologies of pure electric construction machinery [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020, 132: 110080.
- [4] DO T C, DANG T D, DINH T Q, et al. Developments in energy regeneration technologies for hydraulic excavators: a review [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021, 145: 111076.
- [5] GE Lei, QUAN Long, LI Yunwei, et al. A novel hydraulic excavator boom driving system with high efficiency and potential energy regeneration capability [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 166: 308-317.
- [6] YU Yingxiao, DO T C, PARK Y, et al. Energy saving of hybrid hydraulic excavator with innovative powertrain [J]. *Energy Conversion and Management*, 2021, 244: 114447.
- [7] GONG Jun, ZHANG Daqing, GUO Yong, et al. Potential energy recovery method based on alternate recovery and utilization of multiple hydraulic cylinders [J]. *Automation in Construction*, 2020, 112: 103105.
- [8] XU Xiaogang, FANG Liang, LI Anjun, et al. Numerical analysis of the energy loss mechanism in cavitation flow of a control valve [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 174: 121331.
- [9] 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.
- [10] 李维嘉, 兰秋华, 彭勇, 等. 基于粒子群算法的滑阀节流槽优化设计 [J]. *中国机械工程*, 2015, 26(8): 995-999.  
LI Weijia, LAN Qiuhua, PENG Yong, et al. Optimization design of notches in spool valve based on PSO algorithm [J]. *China Mechanical Engineering*, 2015, 26(8): 995-999.
- [11] 曹文斌, 侯宝宝, 牛壮, 等. 组合型节流槽对多路阀内流场特性影响的仿真研究 [J]. *液压与气动*, 2022, 46(11): 17-25.  
CAO Wenbin, HOU Baobao, NIU Zhuang, et al. Simulation research on influence of combined throttle groove on flow field characteristics in multi-way valve [J]. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 2022, 46(11): 17-25.
- [12] 贺杰, 刘秀梅, 李贝贝, 等. U 型节流阀流场特性的数值和试验研究 [J]. *振动与冲击*, 2022, 41(20): 284-290.  
HE Jie, LIU Xiumei, LI Beibei, et al. Experimental and numerical investigation of flow field characteristics in a U-shaped throttle valve [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2022, 41(20): 284-290.
- [13] LISOWSKI E, FILO G. Analysis of a proportional control valve flow coefficient with the usage of a CFD method [J]. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2017, 53, Part B: 269-278.
- [14] LU Liang, WANG Jian, LI Mengru, et al. Experimental and numerical analysis on vortex cavitation morphological characteristics in u-shape notch spool valve and the vortex cavitation coupled choked flow conditions [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, 189: 122707.
- [15] FROSINA E, MARINARO G, AMORESANO A, et al. A numerical and experimental methodology to characterize the gaseous cavitation in spool valves with U-notches [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2021, 143(10): 101401.
- [16] CHEN Qianpeng, JI Hong, ZHU Yi, et al. Proposal for optimization of spool valve flow force based on the MATLAB-AMESim-FLUENT joint simulation method [J]. *IEEE Access*, 2018, 6: 33148-33158.

- [17] 孙后环, 徐海涵, 贾文华. 液压阀 V-U 及 U-U 型节流槽特性研究 [J]. 液压与气动, 2012(11): 74-76.  
SUN Houhuan, XU Haihan, JIA Wenhua. Characteristic research on hydraulic valves with V-U & U-U notches [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2012 (11): 74-76.
- [18] 王安麟, 况龙, 张小路. 换向滑阀组合节流槽流量系数研究 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(2): 110-117.  
WANG Anlin, KUANG Long, ZHANG Xiaolu. A study on flow coefficient of combined throttling groove in spool valves [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(2): 110-117.
- [19] 陈源流, 王安麟, 张小路. 多路阀阀芯拓扑形态设计的流量数参数模型 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(5): 149-156, 186.  
CHEN Yuanliu, WANG Anlin, ZHANG Xiaolu. Flow-number parametric model for multiway valve spool topological design [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(5): 149-156, 186.
- [20] SUN Tongshuai, CHEN Guangyao, YANG Shaoqiong, et al. Design and optimization of a bio-inspired hull shape for AUV by surrogate model technology [J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2021, 15(1): 1057-1074.
- [21] 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.
- [22] VALDÉS J R, RODRÍGUEZ J M, SAUMELL J, et al. A methodology for the parametric modelling of the flow coefficients and flow rate in hydraulic valves [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 88: 598-611.
- [23] ZHANG Shenglong, ZHANG Baoji, TEZDOGAN T, et al. Computational fluid dynamics-based hull form optimization using approximation method [J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2018, 12(1): 74-88.
- [24] SHANMUGAM M, SIRISHA MAGANTI L. Multi-objective optimization of parallel microchannel heat sink with inlet/outlet U, I, Z type manifold configuration by RSM and NSGA-II [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2023, 201: 123641.
- [25] PARK D, CHA J, KIM M, et al. Multi-objective optimization and comparison of surrogate models for separation performances of cyclone separator based on CFD, RSM, GMDH-neural network, back propagation-ANN and genetic algorithm [J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2020, 14(1): 180-201.
- [26] HUANG Yimiao, HUO Zehui, MA Guowei, et al. Multi-objective optimization of fly ash-slag based geopolymers considering strength, cost and CO<sub>2</sub> emission: a new framework based on tree-based ensemble models and NSGA-II [J]. Journal of Building Engineering, 2023, 68: 106070.

(编辑 李慧敏 刘杨)