

DOI: 10.3969/j.issn.1001-3881.2021.07.003

本文引用格式: 陈旭峰,高文科,冀宏.考虑位姿及锥度影响的柱塞副泄漏流量分析[J].机床与液压,2021,49(7):14-21.

CHEN Xufeng, GAO Wenke, JI Hong. Leakage flow analysis for piston pair considered pose and taper [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2021, 49(7): 14-21.

考虑位姿及锥度影响的柱塞副泄漏流量分析

陈旭峰, 高文科, 冀宏

(兰州理工大学能源与动力工程学院, 甘肃兰州 730050)

摘要: 针对轴向柱塞泵中柱塞存在加工锥度及运行中存在倾斜的事实, 在综合考虑这2种因素影响的前提下, 构建柱塞副泄漏流量模型。基于构建的泄漏流量模型, 对柱塞副的泄漏流量进行分析, 得到排油区柱塞副的临界半径间隙及2种因素对泄漏流量的影响。结果表明2种因素对泄漏流量的影响显著, 所得临界半径间隙可为柱塞副的设计及排油区内泄漏流量方向的确定提供参考。

关键词: 轴向柱塞泵; 柱塞位姿; 加工锥度; 泄漏流量; 临界半径间隙

中图分类号: TH322

Leakage Flow Analysis for Piston Pair Considered Pose and Taper

CHEN Xufeng, GAO Wenke, JI Hong

(Department of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou Gansu 730050, China)

Abstract: Aimed at the fact that the piston of axial piston pump exists processing taper and inclination during operation, the leakage flow model of piston pair was built under the premise of comprehensively considering the influence of these two factors. Based on the leakage flow model, the influence of the critical radius gap of piston pair in oil expulsion area and the two factors on leakage flow were obtained by analyzing the leakage of piston pair. The results show that the two factors have significant influence on the leakage flow; the critical radius gap can provide reference for the design of piston pair and the determination of the flow leakage direction in oil expulsion area.

Keywords: Axial piston pump; Piston pose; Processing taper; Leakage flow; Critical radius gap

0 前言

轴向柱塞泵具有额定压力高、结构紧凑、功率密度高等特点, 广泛应用于汽车工业、工程机械、航空航天等领域^[1-3]。同时, 在大多数民航客机中, 液压泵均为轴向柱塞泵, 并常用于飞机起落架、舱门等飞机部件的控制^[4-9]。此外, 提高液压系统的工作压力是减轻飞机液压系统质量和缩小其体积的有利途径之一^[10-11]。柱塞泵的性能和可靠性除了受零件强度等因素影响外, 滑靴与斜盘平面、柱塞与缸体柱塞孔、缸体端面与配流盘等三大摩擦副对泵的性能也有显著影响^[12]。因此, 柱塞副作为关键摩擦副之一, 其环缝间的泄漏流量对柱塞泵的容积效率有着不可忽视的影响。同时, 柱塞在运动过程中, 其环缝间泄漏流量

除结构上受柱塞加工锥度的影响外, 还与柱塞在柱塞孔中的位姿密切相关, 因此研究柱塞的锥度和位姿对柱塞副环缝间泄漏流量的影响显得十分必要。

针对柱塞副特性的研究, 胡仁喜等^[13-14]在忽略温度在油膜厚度方向的变化而将温度求解视为二维问题时, 采用数值方法研究了柱塞副间油膜的分布规律, 且构建了基于柱塞倾斜角度和偏心距离的柱塞副倾斜偏心圆环缝隙的泄漏流场数学模型; 结果表明在高压、高转速条件下, 柱塞副处于偏心状态时, 实际泄漏流量与通常理论假设的完全同心流场相比, 流量脉动量变大、平均流量变小。吕飞等人^[15]在考虑柱塞在柱塞孔中存在位姿的条件下, 对离散化的柱塞副油膜雷诺方程和力平衡方程进行了迭代求解, 用柱塞

收稿日期: 2020-01-01

基金项目: 国家自然科学基金地区科学基金项目(71561016); 国家博士后科学基金项目(2017M613297XB; 2019T120964); 甘肃省自然科学基金项目(20JR5RA465)

作者简介: 陈旭峰(1996—), 男, 硕士研究生, 研究方向为机电系统可靠性、寿命预测与健康健康管理。E-mail: 18894494436@163.com。

通信作者: 高文科(1980—), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为机电系统可靠性、寿命预测与健康健康管理。E-mail: gaowk_best@163.com。

端面的偏移量描述柱塞位姿随缸体转速的变化规律, 并提出了柱塞副的泄漏流量模型。李元等人^[16]提出了在考虑油液黏压特性时的柱塞副泄漏流量模型, 并结合 Braus 液压油液黏压公式, 在经典泄漏公式的基础上进行了一定程度的补充和修正; 结果表明当系统压力达到 35 MPa 时, 黏度变化导致泄漏流量的变化不可忽略。张斌等人^[17-18]搭建了轴向柱塞泵液固耦合的虚拟样机环境, 为检验虚拟样机的正确性, 研制了柱塞副油膜特性测试专用试验平台, 仿真平台中对柱塞泵压力、流量、转速等外特性的理论计算结果与试验给出的结果较吻合, 进而验证了仿真平台的准确性。胡敏等人^[19]在考虑柱塞与柱塞孔接触力作用位置随工况实时动态变化的实际情况下, 分别建立了对柱塞滑靴组件动力学特性进行实时动态分析计算的简化和精细数学模型; 通过实验结果与基于 AMESim-ADAMS 软件建立的联合仿真模型分布参数法仿真结果的对比, 验证了所提出的数学模型。徐兵等人^[20]基于虚拟样机, 研究了油液黏度、体积弹性模量对柱塞泵出口压力脉动特性的影响; 结果表明泵出口压力脉动幅值及脉动率随体积弹性模量增大而增大, 泵出口压力脉动幅值及脉动率随油液黏度增大而增大但幅度逐渐减小。

此外, 王克龙等^[21]计算了柱塞腔内动态压力曲线, 通过对柱塞副油膜的离散化处理, 求解雷诺 (Reynolds) 方程和柱塞动力学平衡方程, 获得了柱塞轴心呈周期性变化的微运动轨迹, 结果表明柱塞腔内的压力等级和突变状态对柱塞微运动有着显著的影响。徐文琴^[22]考虑到流体的黏度随压力及温度变化、柱塞腔内油液压力随吸油压力和排油压力交变、密封长度也随柱塞在柱塞孔中位置的变化而变化以及由于柱塞运动而引起的剪切流量等因素, 提出了新型径向柱塞泵中柱塞副的环形间隙泄漏流量计算公式。张雪超^[23]建立了柱塞副油膜的厚度场和压力场模型, 采用有限体积法分别对滑靴副和柱塞副油膜压力场的控制方程进行离散化求解, 并采用牛顿迭代法分别对滑靴外力和滑靴副油膜耦合关系、柱塞外力和柱塞副油膜耦合关系进行了求解。李晶等人^[24]研究了在不同柱塞腔压力和缸体转速时柱塞副油膜形态及其变化规律, 采用寿命试验台测试液泵泵试验件并与理论结果进行对比验证。XU 等^[25]以柱塞副为研究对象, 讨论了影响柱塞副磨损和泄漏流量增大的因素, 并基于油膜润滑理论建立了数值模拟模型, 分析了径向微动与压力分布的动态特性, 并且给出了柱塞径向微动与润滑条件及磨损之间的关系。WANG^[26]以柱塞副为研究对象, 在分析液体黏度随压力和温度变化的基础上, 考虑摩擦压差流动和剪切流动, 建立了柱塞副泄漏的数学模型; 仿真结果表明泄漏流量与压力不成正

比, 但随着压力的增加泄漏流量逐渐增大。

目前, 关于柱塞副泄漏流量的研究大多是从数值模拟的角度出发进行分析的。在理论研究中, 在结构上主要考虑柱塞锥度或柱塞位姿等单一因素的影响, 从环缝中油液流动的角度上常忽略剪切流的作用, 但是在结构上综合考虑柱塞锥度及位姿、在油液流动上综合考虑压差流和剪切流的研究相对较少。同时, 因测量存在技术难度, 针对柱塞泵中单个柱塞副泄漏流量的实验研究相对较少。因此, 理论分析可为柱塞副的结构优化及泄漏流量评估提供参考。基于此, 本文作者基于柱塞存在位姿 (即柱塞相对于柱塞孔发生倾斜) 及锥度, 综合考虑柱塞副环缝中压差流和剪切流的作用, 对柱塞副的泄漏流量进行建模, 并通过实际案例来说明 4 种不同工况下泄漏流量的大小, 最后分析位姿及锥度对泄漏流量的影响程度。

为便于表达, 定义文中的关键参数如表 1 所示。

表 1 关键参数定义

参数	定义
Z	柱塞个数
$\gamma/(\circ)$	斜盘倾角
R_f/mm	柱塞分度圆半径
r_1/mm	柱塞孔半径
r_2/mm	柱塞的进口端面半径
$e_1/\mu\text{m}$	柱塞的出口端面圆心在 y 轴方向的偏心距
$e_2/\mu\text{m}$	柱塞的进口端面圆心在 y 轴方向的偏心距
$e_3/\mu\text{m}$	柱塞的出口端面圆心在 z 轴方向的偏心距
$e_4/\mu\text{m}$	柱塞的进口端面圆心在 z 轴方向的偏心距
l_0/mm	柱塞最小留缸长度
l/mm	柱塞位于柱塞孔中的长度
$t_0/\mu\text{m}$	柱塞的加工锥度, 由于锥度形式不同, 其符号可正可负
$u/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	柱塞轴向运动速度
$\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	油液动力黏度
p_1/MPa	柱塞进口端面的压力
p_2/MPa	柱塞出口端面的压力
$\Delta p/\text{MPa}$	柱塞进出口端面压力差, $\Delta p = p_1 - p_2$
D/mm	柱塞孔直径, $D = 2r_1$
$\delta/\mu\text{m}$	半径间隙 (柱塞进口端面处, 柱塞孔与柱塞半径之差)
$\delta_m/\mu\text{m}$	平均直径间隙 (柱塞进口端面直径之差与柱塞出口端面直径之差的平均值)
ε	柱塞不存在位姿时, 柱塞轴线相对于柱塞孔轴线的偏心率
$n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	缸体转速
$\varphi/(\circ)$	缸体转角
$\theta/(\circ)$	柱塞圆周方向角度
$\omega/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	缸体角速度
$\delta_{cr}/\mu\text{m}$	柱塞副的临界半径间隙
$\delta_{crmax}/\mu\text{m}$	柱塞副的最大临界半径间隙

1 柱塞副泄漏流量分析

在柱塞与柱塞孔构成的环缝中，泄漏流量主要由柱塞两端压差造成的压差流及柱塞表面相对于柱塞孔运动造成的剪切流组成。在排油区，由于柱塞两端存在压差以及柱塞表面相对于柱塞孔的运动，故压差流和剪切流的共同作用导致了柱塞副环缝中的泄漏流量。在吸油区，虽然柱塞两端压差为 0，但存在柱塞表面相对于柱塞孔的运动，因此仅存在剪切流的作用，故泄漏流量主要为剪切流。

柱塞与柱塞孔之间的间隙极小，通常为几微米到几十微米不等，对于柱塞副环缝间油液流动作如下假设：(1) 油液为牛顿流体，忽略油液质量力的作用，油液流动为层流，油膜中不存在湍流，与黏性力相比，可忽略油液惯性力的作用；(2) 油液充满整个柱塞副的环缝间隙，在固体表面上无滑动，即贴于固体表面的流体流速与表面速度相同，且忽略柱塞在柱塞孔中的自旋；(3) 因膜厚仅在几微米到十几微米之间，故在膜厚方向上忽略压力的变化。

为便于分析，将靠近配流盘一侧的柱塞端面称为柱塞的进口端面；将远离配流盘一侧的缸体端面所截的柱塞端面称为柱塞的出口端面。将坐标系 $o-xyz$ 固定在缸体上，使得坐标原点 o 位于柱塞孔壁面， x 轴平行于柱塞孔轴线且与柱塞孔壁面重合，指向斜盘一侧为正； y 轴通过坐标原点 o 且与柱塞孔壁面相切； z 轴通过坐标原点 o 且指向柱塞孔壁面的内法线方向， x 、 y 、 z 轴满足右手坐标系。依据假设，且忽略油液在 y 及 z 方向的流动，则柱塞副环缝中油液在 3 个坐标方向的流速分量分别为 $u_x = u$ 、 $u_y = 0$ 、 $u_z = 0$ 。柱塞副中油液流动如图 1 所示。

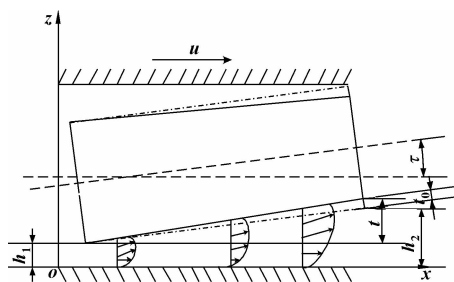


图 1 柱塞副中油液流动示意

根据 N-S 方程及其连续性方程，推导得通过长度为 l 、 y 轴方向单位宽度为 δy 、高度为膜厚 h 的微元体泄漏流量为

$$\frac{\delta q}{\delta y} = \frac{\Delta p}{12\mu l} \left[h_1^3 + \frac{3}{2}h_1^2 t + \frac{1}{4}h_1 t^2 - \frac{1}{8}t^3 + \frac{1}{8} \frac{t^4}{2h_1 + t} \right] + \frac{u}{2} \left[h_1 + \frac{t}{2} - \frac{t^2}{2(2h_1 + t)} \right] \quad (1)$$

式中： h_1 为柱塞进口端面处的环缝宽度； t 为柱塞进出口端面的实际环缝宽度之差，当柱塞不发生倾斜

时， $t = t_0$ ； u 为柱塞轴向运动速度， $u = -R_t \omega \tan \gamma \sin \varphi$ ； l 为位于柱塞孔中的柱塞长度， $l = l_0 + R_t \tan \gamma (1 - \cos \varphi)$ 。

柱塞泵在实际运行过程中，由于存在柱塞副间隙以及柱塞的轴向运动，使得柱塞轴线会相对于柱塞孔轴线发生微小的倾斜，在同时考虑柱塞锥度的条件下，柱塞在柱塞孔中的工况如图 2 (a) 所示。为便于求解柱塞副环缝间隙间的泄漏流量，将坐标系调整为如图 2 (b) 所示。将坐标系固定在缸体上，使得 x 轴与柱塞孔轴线重合并指向柱塞球头， z 轴与柱塞进口端面重合， x 、 y 、 z 轴满足右手法则。设柱塞进口端面圆心的偏心为 e_2 和 e_4 ，柱塞出口端面圆心的偏心为 e_1 和 e_3 ，则柱塞进出口端面圆心坐标分别为 $A(0, e_2, e_4)$ 、 $B(l, e_1, e_3)$ 。在该坐标系中，排油区柱塞轴向速度 u 为负，在吸油区柱塞轴向速度 u 为正。

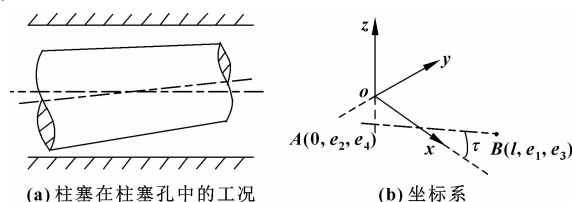


图 2 柱塞副实际工况示意

由于柱塞在柱塞孔中的倾斜角度极小，故可近似认为以任意平行于 $yo z$ 平面的平面截取柱塞时，所截取的柱塞截面均为圆，即任意 x 处的柱塞截面均为圆，柱塞的进口端面如图 3 所示。

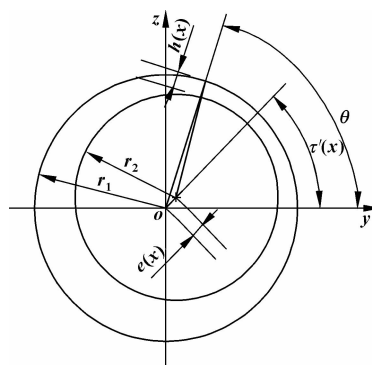


图 3 柱塞副端面示意

由图 3 可知：在柱塞的进口端面处，柱塞半径为 r_2 ，柱塞孔半径为 r_1 。以进口处的结构参数为基准，则半径间隙 $\delta = r_1 - r_2$ 。当柱塞在柱塞孔中发生倾斜且柱塞为理想圆柱体时（不计柱塞的加工锥度），在 x 处理想缝隙宽度为

$$h(x) \approx r_1 - \{ r_2 + e(x) \cos [\theta - \tau(x)] \} = \delta - e(x) \cos [\theta - \tau(x)] = \delta \left\{ 1 - \frac{e(x)}{\delta} \cos [\theta - \tau(x)] \right\} \quad (2)$$

式中: $e(x)$ 为 x 处柱塞截面圆心的合偏心距, $e(x) = \sqrt{(ax + e_2)^2 + (bx + e_4)^2}$ 。

令 $\varepsilon(x) = \frac{e(x)}{\delta}$, 记 $\varepsilon(x)$ 为 x 处柱塞截面圆心的偏心率, 则:

$$h(x) = \delta \{ 1 - \varepsilon(x) \cos [\theta - \tau'(x)] \} \quad (3)$$

式中: τ'_x 为 x 处柱塞截面圆心的偏角, $\tau'(x) = \arctan \frac{bx + e_4}{ax + e_2}$, 其中 $a = \frac{e_1 - e_2}{l}$, $b = \frac{e_3 - e_4}{l}$ 。

从而 $h(x) = \delta \{ 1 - \varepsilon(x) \cos [\theta - \tau'(x)] \}$, 因此柱塞进口端面处理理想的环缝宽度可表示为

$$h_1 = h(0) = \delta \{ 1 - \varepsilon(0) \cos [\theta - \tau'(0)] \}$$

柱塞出口端面处理理想的环缝宽度可表示为

$$h_2 = h(l) = \delta \{ 1 - \varepsilon(l) \cos [\theta - \tau'(l)] \}$$

由于在实际生产过程中, 存在柱塞加工锥度等问题, 故柱塞还会存在一定的锥度 t_0 。由图 1 可知, t 可近似表示为 $t = h_2 - h_1 + t_0$, 则在存在锥度条件下, x 处的实际环缝宽度为

$$h' = h_1 + (x/l)t = h_1 + (x/l)(h_2 - h_1 + t_0)$$

取一小段微圆弧 ds , 所对应的圆心角为 $d\theta$, 则 $ds \approx dy = r_1 d\theta$ 。由于 ds 为微元弧长, 可认为两圆柱面形成的缝隙类似于两平面形成的缝隙, 对通过长度为 l 、 y 轴方向单位宽度为 δy 、高度为膜厚 h 的微元体泄漏流量 $\frac{\delta q}{\delta y}$ 沿着 y 方向积分, 可得环缝中总的泄漏流量为

$$q = \int \frac{\delta q}{\delta y} dy = \int_0^{2\pi} \frac{\delta q}{\delta y} r_1 d\theta = \frac{\Delta p r_1}{12\mu l} \int_0^{2\pi} \left[\left(h_1^3 + \frac{3}{2} h_1^2 t + \frac{1}{4} h_1 t^2 - \frac{1}{8} t^3 + \frac{1}{8} \frac{t^4}{2h_1 + t} \right) + \frac{u}{2} \left(h_1 + \frac{t}{2} - \frac{t^2}{2(2h_1 + t)} \right) \right] d\theta \quad (4)$$

根据之前的分析, 式中 h_1 与 t 均为 θ 的函数, 忽略被积函数中的高阶项 $t^4/(2h_1 + t)$ 和 $t^2/(2h_1 + t)$, 并引入参变量 $T = t_0/\delta$, 则积分得:

$$q = \frac{\pi D \Delta p \delta^3}{12\mu l} \left\{ 1 + \frac{3}{2} T + \frac{1}{4} T^2 - \frac{1}{8} T^3 + \frac{1}{16} [5\varepsilon^2(0) - 3\varepsilon^2(l)] T + \frac{5}{8} (2 + T) \varepsilon(0) \varepsilon(l) \cos [\tau'(0) - \tau'(l)] + \frac{1}{8} [\varepsilon^2(0) + \varepsilon^2(l)] \right\} + \frac{\pi u D \delta}{2} \left(1 + \frac{1}{2} T \right) \quad (5)$$

根据上述泄漏流量方程, 环缝中泄漏流量可分为以下 4 种情况:

(1) 当忽略柱塞加工锥度, 且忽略柱塞在柱塞孔中的倾斜时, 有 $t_0 = 0$ 、 $e_1 = e_2$ 、 $e_3 = e_4$ 。在这种情况下, $T = 0$ 、 $\varepsilon = \varepsilon(0) = \varepsilon(l)$ 、 $\tau'(0) = \tau'(l)$, 则泄漏流量表达式为

$$q = \frac{\pi D \Delta p \delta^3}{12\mu l} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2 \right) + \frac{\pi u D \delta}{2} \quad (6)$$

(2) 当忽略柱塞加工锥度, 且考虑柱塞在柱塞孔中的倾斜时, 有 $t_0 = 0$ 。在这种情况下, $T = 0$, 泄漏流量表达式为

$$q = \frac{\pi D \Delta p \delta^3}{12\mu l} \left\{ 1 + \frac{5}{4} \varepsilon(0) \varepsilon(l) \cos [\tau'(0) - \tau'(l)] + \frac{1}{8} [\varepsilon^2(0) + \varepsilon^2(l)] \right\} + \frac{\pi u D \delta}{2} \quad (7)$$

(3) 当考虑柱塞加工锥度, 且忽略柱塞在柱塞孔中的倾斜时, 有 $t_0 \neq 0$ 、 $e_1 = e_2$ 、 $e_3 = e_4$ 。在这种情况下, $\varepsilon = \varepsilon(0) = \varepsilon(l)$ 、 $\tau'(0) = \tau'(l)$, 则泄漏流量表达式为

$$q = \frac{\pi D \Delta p \delta^3}{12\mu l} [1 + 3T/2 + T^2/4 - T^3/8 + 3/2(1 + T/2) \varepsilon^2] + \frac{\pi u D \delta}{2} (1 + T/2) \quad (8)$$

(4) 当考虑柱塞加工锥度, 且考虑柱塞在柱塞孔中的倾斜时, 泄漏流量表达式见式 (5)。

对柱塞副的泄漏流量做进一步分析, 由泄漏流量的表达式可知, 泄漏流量与半径间隙 δ 密切相关。柱塞副的泄漏流量由两部分组成, 一部分为柱塞两端压差造成的压差流, 另一部分为柱塞表面相对于柱塞孔运动造成的剪切流。当柱塞处于排油区时, 压差 $\Delta p = p_1 - p_2 > 0$, 压差促使流量由柱塞底部向柱塞球头一侧泄漏; 而柱塞的速度方向与压差方向相反, 即 $u \leq 0$, 柱塞的轴向运动抑制由柱塞底部向柱塞球头的泄漏流量, 即柱塞的轴向运动促使油液由柱塞球头向柱塞底部泄漏。因此, 以柱塞副的半径间隙 δ 为自变量, 在排油区, 随着 δ 的变化, 泄漏流量的方向也会变化, 因而, 半径间隙存在临界状态。

2 临界半径间隙分析

定义临界半径间隙 δ_{cr} 。当柱塞处于排油区时, 位于某一缸体转角下的柱塞副泄漏流量为 0 时, 所对应的柱塞副半径间隙为该位置下的临界半径间隙。

临界半径间隙 δ_{cr} 满足如下物理意义: 设某一缸体转角下对应柱塞副的实际半径间隙为 δ , 如果 $\delta > \delta_{cr}$, 则该位置的柱塞副仅存在由柱塞底部向柱塞球头的泄漏流量; 若 $\delta \leq \delta_{cr}$, 则该位置的柱塞副仅存在由柱塞球头向柱塞底部的泄漏流量。

当柱塞处于排油区时, 令泄漏流量为 0, 则有:

$$\frac{\pi D \Delta p \delta^3}{12\mu l} \left\{ 1 + \frac{3}{2} T + \frac{1}{4} T^2 - \frac{1}{8} T^3 + \frac{1}{16} [5\varepsilon^2(0) - 3\varepsilon^2(l)] T + \frac{5}{8} (2 + T) \varepsilon(0) \varepsilon(l) \cos [\tau'(0) - \tau'(l)] + \frac{1}{8} [\varepsilon^2(0) + \varepsilon^2(l)] \right\} + \frac{\pi u D \delta}{2} \left(1 + \frac{1}{2} T \right) = 0$$

以半径间隙 δ 为未知量, 通过求解泄漏流量的方程可求得临界半径间隙 δ_{cr} 。柱塞副的环缝中泄漏流量方程形式复杂, 很难求得解析表达式, 若需精

确求解 δ_{cr} , 可用计算机求其数值解。下面仅在忽略柱塞锥度的条件下, 求解临界半径间隙, 则:

$$\delta_{cr} = \sqrt{\frac{-6\mu ul}{\Delta p} - \frac{5}{4}e(0)e(l)\cos[\tau'(0) - \tau'(l)] - \frac{1}{8}[e^2(0) + e^2(l)]} \quad (9)$$

在排油区, 缸体转角 φ 满足 $0 < \varphi < \pi$ 、柱塞位于柱塞孔的长度 $l = l_0 + R_t \tan\gamma(1 - \cos\varphi)$ 、速度 $u =$

$-R_t \omega \tan\gamma \sin\varphi \leq 0$, 所以临界半径间隙 δ_{cr} 为缸体转角 φ 的函数, 其中 $\varphi \in (0, \pi)$, 表达式如下:

$$\delta_{cr} = \sqrt{\frac{6\mu R_t \omega \tan\gamma \sin\varphi [l_0 + R_t \tan\gamma(1 - \cos\varphi)] - \frac{5}{4}e(0)e(l)\cos[\tau'(0) - \tau'(l)] - \frac{1}{8}[e^2(0) + e^2(l)]}{\Delta p}} \quad (10)$$

引入函数 $\psi(\varphi) = \sin\varphi [l_0 + R_t \tan\gamma(1 - \cos\varphi)]$, 则临界半径间隙表达式为

$$\delta_{cr} = \sqrt{\frac{6\mu R_t \omega \tan\gamma \psi(\varphi) - \frac{5}{4}e(0)e(l)\cos[\tau'(0) - \tau'(l)] - \frac{1}{8}[e^2(0) + e^2(l)]}{\Delta p}} \quad \varphi \in (0, \pi) \quad (11)$$

对引入的函数 $\psi(\varphi)$ 做进一步分析, 解得极值点 φ_{cr} 为

$$\varphi_{cr} = \arccos \frac{(l_0 + R_t \tan\gamma) - \sqrt{(l_0 + R_t \tan\gamma)^2 + 8R_t^2 \tan^2\gamma}}{4R_t \tan\gamma} \quad (12)$$

函数 $\psi(\varphi)$ 在 $(0, \varphi_{cr})$ 上单调递增, 在 $[\varphi_{cr}, \pi)$ 上单调递减。即临界半径间隙 δ_{cr} 在 $(0, \varphi_{cr})$ 上单调递增, 在 $[\varphi_{cr}, \pi)$ 上单调递减。当 $\varphi = \varphi_{cr}$ 时, 函数 $\psi(\varphi)$ 取得最大值 $\psi(\varphi_{cr})$, 此刻临界半径间隙 δ_{cr} 取得最大值 δ_{crmax} 。根据临界半径间隙的物理意义, 当柱塞处于排油区时, 若实际半径间隙 δ 满足 $\delta > \delta_{crmax}$, 则在整个排油区仅存在由柱塞底部指向柱塞球头的泄漏流量。若实际半径间隙 δ 满足 $0 < \delta \leq \delta_{crmax}$, 则在排油区部分位置存在由柱塞底部指向柱塞球头的泄漏流量, 部分位置存在由柱塞球头指向柱塞底部的泄漏流量。

当柱塞处在吸油区时, 柱塞进出口端面压差 $\Delta p = 0$, 此时柱塞副中仅存在剪切流的作用, 即泄漏流量仅仅与柱塞的轴向运动的速度有关, 且 $u = -R_t \omega \tan\gamma \sin\varphi$, $\pi \leq \varphi \leq 2\pi$, 则在吸油区 $u \geq 0$ 。此时柱塞副泄漏流量为 $q = \frac{\pi u D \delta}{2} \left(1 + \frac{1}{2}T\right)$, 故在吸油区总是存在由柱塞底部指向柱塞球头的泄漏流量。

在柱塞副的设计过程中, 柱塞副的泄漏功率损失为由柱塞底部指向柱塞球头的泄漏流量与柱塞进出口端面压差的乘积。基于此, 如果柱塞副间隙过大, 将会导致由柱塞底部指向柱塞球头的泄漏流量增加, 进而导致柱塞副的容积效率减小。根据临界半径间隙的工程意义, 当柱塞孔半径与柱塞半径差满足 $r_1 - r_2 \leq \delta_{crmax}$ 时, 在排油区部分区域会出现由柱塞球头指向柱塞底部的泄漏流量, 同时也会在部分区域出现由柱塞底部指向柱塞球头的泄漏流量。当 $r_1 - r_2 > \delta_{crmax}$ 时, 在整个排油区仅存在由柱塞底部指向柱塞球头的泄

漏流量。分析结果表明: 在柱塞副的设计中, 取 $r_1 - r_2 \leq \delta_{crmax}$, 会使得在排油区由柱塞底部指向柱塞球头的泄漏流量区域减小, 容积效率提高; 反之, 在整个排油区内柱塞副的泄漏流量方向均为由柱塞底部指向柱塞球头, 导致柱塞副容积效率减小。

3 案例分析

3.1 不同条件下的泄漏流量分析

在此案例研究中, 以 CCY14-1B 柱塞泵为例, 仿真参数见表 2, 工作压力为 32 MPa。

表 2 仿真参数

结构参数	取值	结构参数	取值
Z	9	p_2/MPa	0
$\gamma/(\circ)$	18	D/mm	18
R_t/mm	35	$t_0/\mu\text{m}$	1
l_0/mm	40	$n/(r \cdot \text{min}^{-1})$	1 500
$\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	8.7×10^{-3}	$\delta_m/\mu\text{m}$	23
p_1/MPa	32		

由于平均直径间隙为 23 μm , 故平均半径间隙 $\delta_i = \frac{23}{2} \mu\text{m}$, 同时满足 $\delta_i = \frac{\delta + \delta_2}{2}$ (δ 为柱塞进口端面处的半径间隙, δ_2 为柱塞出口处的半径间隙, $\delta_2 = \delta + t_0$), 从而 $2\delta_i = 2\delta + t_0 = 23 \mu\text{m}$, 解得进口处半径间隙 $\delta = 11 \mu\text{m}$ 。近似认为随着缸体的转动, 柱塞进出口截面平均偏心分别为 $e_1 = 1.1 \mu\text{m}$ 、 $e_2 = -2.8 \mu\text{m}$ 、 $e_3 = 2 \mu\text{m}$ 、 $e_4 = -1.2 \mu\text{m}$ 。相应地, 解得 $e(0) = 3.046 3 \mu\text{m}$ 、 $e(l) = 2.282 5 \mu\text{m}$ 、 $\varepsilon(0) = 0.276 9$ 、 $\varepsilon(l) = 0.207 5$ 、 $\tau'(0) = 28.198 6^\circ$ 、 $\tau'(l) = 61.189 2^\circ$ 。

由柱塞副泄漏流量表达式可知, 柱塞副的泄漏流量与柱塞加工锥度 t_0 及柱塞在柱塞孔中的位姿 (柱塞轴线相对于柱塞孔轴线的倾角 τ) 密切相关。故对以下 4 种情况的柱塞副泄漏流量进行分析: 情况 1: $t_0 = 0$ (忽略柱塞加工锥度), $\tau = 0$ (忽略柱塞在

柱塞孔中的倾斜, 取 $\varepsilon = \frac{\varepsilon(0) + \varepsilon(L)}{2}$; 情况 2: $t_0 = 0$ (忽略柱塞加工锥度), $\tau \neq 0$ (考虑柱塞在柱塞孔中的倾斜); 情况 3: $t_0 \neq 0$ (考虑柱塞加工锥度), $\tau = 0$ (忽略柱塞在柱塞孔中的倾斜, 取 $\varepsilon = \frac{\varepsilon(0) + \varepsilon(L)}{2}$); 情况 4: $t_0 \neq 0$ (考虑柱塞加工锥度), $\tau \neq 0$ (考虑柱塞在柱塞孔中的倾斜)。

代入数据, 可得在 4 种情况下, 在一个缸体自转周期内单个柱塞副的泄漏流量随缸体转角的变化如图 4 所示, 其中当 $\varphi \in [0, \pi]$ 时, 柱塞位于排油区; 当 $\varphi \in (\pi, 2\pi]$ 时, 柱塞位于吸油区。

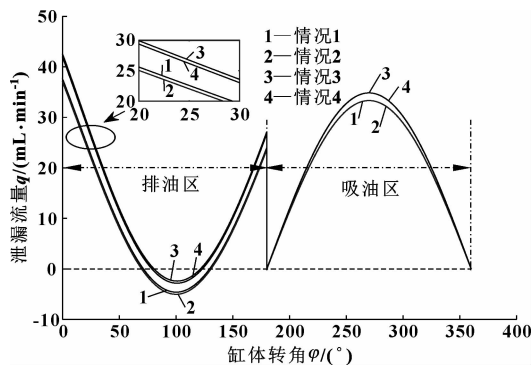


图 4 φ - q 关系

由图 4 可知: 4 种不同情况下, 在排油区, 泄漏流量由大到小依次为情况 3、4、1、2; 在吸油区, 泄漏流量不再受压差的影响, 情况 3 泄漏流量与情况 4 相等, 情况 1 泄漏流量与情况 2 相等, 并且情况 3 泄漏流量大于情况 1。而且, 在排油区部分区域会出现负的泄漏流量, 这是由于在该区域油液流动方向与压差方向相反, 存在由柱塞球头指向柱塞底部的泄漏流量。

为衡量 4 种情况下泄漏流量的大小, 可分别用泄漏流量曲线与横坐标围成的面积衡量。泄漏流量计算结果如表 3 所示。

表 3 泄漏流量计算结果

	Q^+	Q^-	$\eta^+ / \%$	$\eta^- / \%$
情况 1	97.545 8	3.106 1	-8.69	+113.39
情况 2	96.566 2	3.552 3	-9.60	+144.04
情况 3	107.933 6	1.139 0	+1.04	-21.75
情况 4	106.826 0	1.455 6	—	—

表中: Q^+ 表示在一个缸体自转周期内, 由柱塞底部指向柱塞球头的泄漏流量曲线与横坐标围成的面积; Q^- 表示在一个缸体自转周期内, 由柱塞球头指向柱塞底部的泄漏流量曲线与横坐标围成的面积; 由于情况 4 为综合考虑柱塞位姿及锥度下的泄漏流量, 因此分别将情况 1、2、3 与情况 4 进行比较。 η^+ 表示

在一个缸体自转周期内情况 1、2、3 分别与情况 4 进行比较时, 相对于情况 4 的泄漏流量 (由柱塞底部指向柱塞球头的泄漏流量) 变化比例; η^- 表示在一个缸体自转周期内情况 1、2、3 分别与情况 4 进行比较时, 相对于情况 4 的泄漏流量 (由柱塞球头指向柱塞底部的泄漏流量) 变化比例。

由表 3 可知: 情况 2 与情况 4 相比较, η^+ 的绝对值为 9.60%、 η^- 的绝对值为 144.04%; 情况 3 与情况 4 相比较, η^+ 的绝对值为 1.04%、 η^- 的绝对值为 21.75%, 情况 2 的 η^+ 的绝对值与 η^- 的绝对值均大于情况 3 的。同时, 情况 2 仅单一考虑柱塞位姿对泄漏流量的影响, 情况 3 仅单一考虑柱塞锥度对泄漏流量的影响。因此, 柱塞的加工锥度对柱塞副泄漏流量的影响最大, 其次为柱塞的位姿。对于这 4 种情况, 在计算由柱塞底部指向柱塞球头的泄漏流量时, 情况 1、2、3 相对于情况 4 的计算误差分别为 -8.69%、-9.60%、+1.04%; 在计算由柱塞球头指向柱塞底部的泄漏流量时, 情况 1、2、3 相对于情况 4 的计算误差分别为 +113.39%、+144.04%、-21.75%。由此可知, 在柱塞副中, 计算由柱塞底部指向柱塞球头的泄漏流量时, 柱塞加工锥度的影响不可忽略, 粗略计算时可忽略柱塞位姿的影响; 在计算由柱塞球头指向柱塞底部的泄漏流量时, 柱塞加工锥度与柱塞位姿的影响均不可忽略, 否则会导致很大的计算误差。

3.2 泄漏流量误差分析

在柱塞副泄漏流量表达式的推导中, 由于忽略了被积函数中的高阶项 $\frac{t^4}{2h_1+t}$ 和 $\frac{t^2}{2h_1+t}$, 故对所推导的表达式进行精度分析。缸体转角 φ 与泄漏流量绝对误差 ε_q 的关系如图 5 所示。可知: 在一个缸体自转周期内, 忽略这 2 个高阶项前后的泄漏流量绝对误差在 0.2 mL/min 以内, 但在更精确地计算柱塞副泄漏流量时, 可考虑高阶项的影响, 对于高阶项可用数值方法求解。

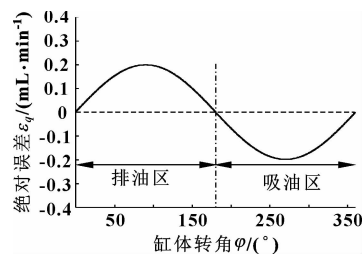


图 5 φ - ε_q 关系

3.3 不同半径间隙下的泄漏流量分析

代入参数, 仅在忽略柱塞锥度的条件下依据式 (11)、式 (12) 解得 $\varphi_{cr} = 101.718 6^\circ$ 、 $\delta_{crmax} = 12.02 \mu\text{m}$ 。分别取 δ 为 11、12.02、13 μm , 由于近似认为 $T=0$, 故依据式 (7) 绘制出泄漏流量随缸体转角的

变化规律如图 6 所示。

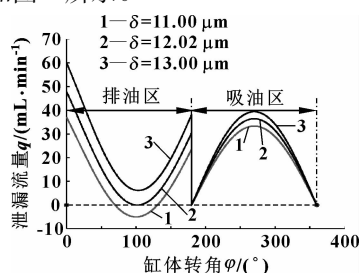


图 6 φ - q 关系

由图 6 可知: 随着柱塞副半径间隙的逐渐增大, 在排油区负的泄漏流量 (由柱塞球头指向柱塞底部的泄漏流量) 区域逐渐减小, 正的泄漏流量 (由柱塞底部指向柱塞球头的泄漏流量) 区域逐渐增大。当 $\delta = 11 \mu\text{m} < \delta_{\text{crmax}}$ 时, 排油区一部分区域存在由柱塞球头指向柱塞底部的泄漏流量, 另一部分区域存在由柱塞底部指向柱塞球头的泄漏流量。当 $\delta = 13 \mu\text{m} > \delta_{\text{crmax}}$ 时, 在排油区全部区域仅存在由柱塞底部指向柱塞球头的泄漏流量。相比而言, 实际间隙 δ 取值若小于最大临界半径间隙 δ_{crmax} , 则能避免在整个排油区内仅出现由柱塞底部指向柱塞球头的泄漏流量, 即可避免容积效率的下降。

4 结论

本文作者以斜盘式轴向柱塞泵中的柱塞副为研究对象, 综合考虑了在实际生产中柱塞存在加工锥度及实际运行过程中柱塞存在倾斜等因素。针对这 2 种因素构建了柱塞副泄漏流量计算模型, 同时对柱塞副在 4 种条件下的泄漏流量进行讨论, 在一个缸体自转周期内, 详细对比了 4 种条件下的泄漏流量情况。此外, 以柱塞副泄漏流量方程为依据, 在忽略柱塞加工锥度的条件下, 得到了柱塞与柱塞孔的临界半径间隙表达式, 可为柱塞副排油区泄漏流量方向的确定提供依据, 并为柱塞与柱塞孔的设计提供参考, 即在柱塞副的设计中应满足 $r_1 - r_2 \leq \delta_{\text{crmax}}$ 。

参考文献:

- [1] 欧阳小平, 王天照, 方旭. 高速航空柱塞泵研究现状 [J]. 液压与气动, 2018(2): 1-8.
OUYANG X P, WANG T Z, FANG X. Research status of the high speed aircraft piston pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018(2): 1-8.
- [2] LI Y H, JI Z L, YANG L M, et al. Thermal-fluid-structure coupling analysis for valve plate friction pair of axial piston pump in electrohydrostatic actuator (EHA) of aircraft [J]. Applied Mathematical Modelling, 2017, 47: 839-858.
- [3] 冀宏, 张立升, 王峥嵘, 等. 电动液动力单元的一体化演变 [J]. 机床与液压, 2011, 39(19): 117-120.
JI H, ZHANG L S, WANG Z R, et al. Development of integration of electro-hydraulic power unit [J]. Machine Tool &

Hydraulics, 2011, 39(19): 117-120.

- [4] SARLIOGLU B, MORRIS C T. More electric aircraft: review, challenges, and opportunities for commercial transport aircraft [J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2015, 1(1): 54-64.
- [5] XU Y Z, YAO J Y, WU S, et al. Improved exact solution for FSI four-equation model of liquid-filled pipes [C] // Proceedings of 14th Scandinavian International Conference on Fluid Power. Tampere, Finland, 2015.
- [6] XU Y Z, JOHNSTON D N, JIAO Z X, et al. Frequency modelling and solution of fluid-structure interaction in complex pipelines [J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(10): 2800-2822.
- [7] XU Y Z, JIAO Z X, SHANG Y X, et al. Improved exact solution for axial FSI model of liquid-pipes considering complex constraints [C] // Proceedings of BATH/ASME 2016 Symposium on Fluid Power and Motion Control. Bath, UK: ASME, 2016.
- [8] XU Y Z, JIAO Z X. Exact solution of axial liquid-pipe vibration with time-line interpolation [J]. Journal of Fluids and Structures, 2017, 70: 500-518.
- [9] 徐兵, 陈媛, 张军辉. 轴向柱塞泵减振降噪技术研究现状及进展 [J]. 液压与气动, 2014(3): 1-13.
XU B, CHEN Y, ZHANG J H. Current researches and progress on vibration and noise reduction technology of axial piston pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2014(3): 1-13.
- [10] 朴学奎. 民用飞机液压系统压力级别选取论证研究 [J]. 流体传动与控制, 2011(6): 22-24.
PIAO X K. Research about pressure selection of hydraulic system in civil aircraft [J]. Fluid Power Transmission & Control, 2011(6): 22-24.
- [11] WANG S P, TOMOVIC M, LIU H. Aircraft hydraulic systems [M] // Commercial Aircraft Hydraulic Systems. Amsterdam: Elsevier, 2016: 53-114.
- [12] 马纪明, 黄怡鸿, 郭健, 等. 液压柱塞泵运动副磨损特性研究综述 [J]. 液压与气动, 2017(8): 84-94.
MA J M, HUANG Y H, GUO J, et al. Review of wear analyses research for main moving pairs in hydraulic axial piston pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2017(8): 84-94.
- [13] 胡仁喜, 苑士华, 刘红宁, 等. 高压高速条件下柱塞副泄漏流场分析 [J]. 农业机械学报, 2009, 40(4): 221-226.
HU R X, YUAN S H, LIU H N, et al. Analysis on the leaking flow field of the piston sector considering the high press and high velocity [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4): 221-226.
- [14] 王智慧, 苑士华, 彭增雄. 柱塞副油膜温度分布的数值分析 [J]. 汽车工程, 2013, 35(9): 781-784.

- WANG Z H, YUAN S H, PENG Z X. Numerical analysis on the temperature distribution of oil-film in plunger pair [J]. *Automotive Engineering*, 2013, 35(9): 781-784.
- [15] 吕飞, 徐兵, 张军辉. 转速对 EHA 泵柱塞副柱塞位姿及泄漏量影响仿真分析 [J]. *机械工程学报*, 2018, 54(20): 123-130.
- LV F, XU B, ZHANG J H. Simulative analysis of piston posture and piston/cylinder interface leakage of EHA pumps by the influence of rotating speed [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(20): 123-130.
- [16] 李元, 王少萍, 石健, 等. 考虑油液黏压特性的高压航空液压泵柱塞副泄漏模型研究 [J]. *液压与气动*, 2018(5): 13-19.
- LI Y, WANG S P, SHI J, et al. Leakage model considering viscosity-pressure properties of oil for piston-cylinder pair of high pressure aviation hydraulic pump [J]. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 2018(5): 13-19.
- [17] 张斌. 轴向柱塞泵的虚拟样机及油膜压力特性研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2009.
- ZHANG B. Study on virtual prototype and pressure characteristics of oil film for axial piston pump [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2009.
- [18] ZHANG B, XU B, XIA C L, et al. Modeling and simulation on axial piston pump based on virtual prototype technology [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 22(1): 84.
- [19] 胡敏, 徐兵, 周万仁, 等. 轴向柱塞泵柱塞滑靴组件动力学特性建模与分析 [J]. *农业机械学报*, 2016, 47(3): 373-380.
- HU M, XU B, ZHOU W R, et al. Modelling and analysis of dynamics characteristics of piston-slipper group of axial piston pump [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2016, 47(3): 373-380.
- [20] 徐兵, 李春光, 张斌, 等. 基于虚拟样机的轴向柱塞泵压力脉动特性研究 [J]. *中国机械工程*, 2010, 21(10): 1203-1207.
- XU B, LI C G, ZHANG B, et al. Research on pressure pulsation characteristics of axial piston pump based on virtual prototype [J]. *China Mechanical Engineering*, 2010, 21(10): 1203-1207.
- [21] 王克龙, 姜继海, 刘忠迅. 轴向柱塞泵柱塞腔压力及其对柱塞微运动的影响 [C] // 第九届全国流体传动与控制学术会议论文集. 杭州: 中国机械工程学会流体传动与控制分会, 2016: 509-513.
- [22] 徐文琴. 径向柱塞泵柱塞副泄漏流量的计算 [J]. *润滑与密封*, 2006, 31(11): 184-185.
- XU W Q. Calculation about para leakage flow rate in the piston of the radial piston pump [J]. *Lubrication Engineering*, 2006, 31(11): 184-185.
- [23] 张雪超. 航空柱塞泵滑靴副和柱塞副油膜特性研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2016.
- ZHANG X C. Research on the oil film characteristics of slipper pair and piston pair in aviation axial-piston pump [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2016.
- [24] 李晶, 陈昊, 阎耀保. 轴向柱塞泵柱塞副偏心状态油膜特性分析 [J]. *华南理工大学学报(自然科学版)*, 2016, 44(10): 30-35.
- LI J, CHEN H, YIN Y B. Oil characteristic analysis of piston-cylinder interface in axial piston pump with radial micro-motion [J]. *Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition)*, 2016, 44(10): 30-35.
- [25] XU B, ZHANG J H, YANG H Y, et al. Investigation on the radial micro-motion about piston of axial piston pump [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 26(2): 325-333.
- [26] WANG W. Analysis on the side leakage amount of the friction between piston and cylinder block in axial piston pump [J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2014, 635/636/637(2): 341-345.

(责任编辑: 张楠)

(上接第7页)

- [21] JONES S B R, POONGODI P, SELVAKUMAR A I. Model reference fuzzy cascade controller: a novel method for attaining desired mass flow in a wind tunnel [J]. *International Journal of Information and Communication Technology*, 2015, 7(4/5): 336.
- [22] AL-ZUBI S, CHEOK K C, SENGUPTA S. Development of a two step self-triggered adapting wind tunnel control system [C] // Proceedings of 2017 IEEE International Symposium on Robotics and Intelligent Sensors (IRIS). Ottawa, Canada: IEEE, 2017: 336-340.
- [23] NAIR U, KRISHNA B M, RAJANIS H. Adaptive and modified adaptive control for pressure regulation in a hypersonic wind tunnel [J]. *International Journal of Modelling, Identification and Control*, 2018, 29(1): 78.
- [24] 周培好, 徐元元, 陆小平. 一种试车台进气系统串联的压力调节阀的使用方法: CN105628391A [P]. 2016-06-01.
- [25] 陆佳祺. 核电厂稳压器安全阀非定常流动及喘振特性研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2015.
- LU J Q. Research on unsteady fluid flow and surge of stabilizer safety valve [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2015.

(责任编辑: 张艳君)