

基于遗传算法的轴向柱塞泵配流盘密封环结构多目标优化

叶绍干 葛纪刚 侯亮 穆瑞 卜祥建
(厦门大学机电工程系, 厦门 361021)

摘要: 为改善微小型轴向柱塞泵配流副润滑特性,对缸体进行受力分析,建立了配流副油膜润滑模型,以泄漏量、缸体倾覆角、粘性摩擦力矩为优化目标,采用多目标遗传算法(Non-dominated sorting genetic algorithm, NSGA-Ⅱ)对配流盘密封环结构参数进行了优化,包括配流盘密封环径向尺寸 R_1 、 R_2 、 R_3 、 R_4 和腰型槽起点张角 θ 。模型考虑缸体微观的倾斜运动以及宏观的旋转运动,对楔形油膜的动态变化过程进行了仿真。通过有限容积法对雷诺方程进行离散化处理,得到配流盘表面油膜的分布情况,并分析了密封环结构对油膜特性的影响。研究表明,密封环最外缘的尺寸对油膜润滑性能影响较小,腰型槽起点张角和密封环内缘尺寸对缸体倾覆角的影响较大;配流盘结构优化后,油膜综合润滑特性提升5.4%,倾覆角和泄漏量分别下降3.8%和29.6%。

关键词: 轴向柱塞泵; 配流盘密封环; 多目标优化算法; 润滑模型

中图分类号: TH137.5 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2022)01-0441-10 OSID: 

Multi-objective Optimization of Cylinder/Valve-plate Sealing Ring
in Axial Piston Pump Based on Genetic Algorithm

YE Shaogan GE Jigang HOU Liang MU Rui BU Xiangjian
(Department of Mechanical and Electrical Engineering, Xiamen University, Xiamen 361021, China)

Abstract: In order to improve the lubrication performance of the cylinder/valve-plate interface of a small axial piston pump, an oil film lubrication model was established based on the force analysis of the cylinder block. With leakage, cylinder overturning angle and viscous friction torque as the optimization objectives, the structural parameters of the valve-plate seal ring were optimized by multi-objective non-dominated sorting genetic algorithm (NSGA-Ⅱ), including the radial dimensions of valve-plate sealing R_1 , R_2 , R_3 , R_4 and the starting angle θ of the waist groove. Considering the micro tilt motion and macro rotation motion of the cylinder block, the dynamic change process of the wedge oil film was simulated. The pressure distribution of the oil film on the cylinder/valve-plate interface was obtained by discretizing the Reynolds equation by the finite volume method. The results showed that the size of the outermost edge of the seal ring had little influence on the lubrication performance of the oil film, while the starting angle of the waist groove and the size of the inner edge of the seal ring had large influence on the overturning angle of the cylinder. After the optimization of the structure of valve plate, the comprehensive lubrication performance of the oil film was improved by 5.4%, and the overturning angle and leakage rate were decreased by 3.8% and 29.6%, respectively.

Key words: axial piston pump; valve-plate sealing ring; multi-objective optimization algorithm; lubrication model

0 引言

轴向柱塞泵具有功率密度高、流量调节方便

等优点,广泛应用于工业、航空航天、移动设备等领域^[1]。文献[2-3]对柱塞泵的柱塞/缸体、缸体/配流盘和滑靴/斜盘三大摩擦副的润滑摩擦机理展

收稿日期: 2021-02-06 修回日期: 2021-03-13
基金项目: 国家重点研发计划项目(2019YFB2005101、2018YFB2001101)、厦门市重大科技项目(3502Z2019I019)和流体动力与机械系统国家重点实验室开放基金项目(GZKF-201903、GZKF-202013)
作者简介: 叶绍干(1989—),男,副研究员,博士,主要从事装备电液伺服控制和液压元件动力学研究,E-mail: shaoganye@xmu.edu.cn
通信作者: 侯亮(1974—),男,教授,博士,主要从事产品大批量定制技术和振动噪声控制技术研究,E-mail: hliang@xmu.edu.cn

开了研究,分析了流体弹性变形、热效应和多物理场耦合在三大摩擦副中的影响。MARNING 等^[4]通过实验分析了不同结构类型的滑靴对油膜特性的影响。

BERGADA 等^[5]通过实验测量了缸体的动态特性和配流副的平均油膜厚度,分析了油液压力、温度、油膜厚度之间的相互影响关系,并提出阻尼系数是影响油膜特性的关键因素。RICHARDSON 等^[6-7]考虑配流副油液压力和柱塞泵运动、弹性变形等因素,建立了动态润滑模型,对配流盘结构进行优化,在相同的工况下增加了油膜厚度,降低了润滑温度。

国内学者也对配流副的润滑性能进行了研究。文献[8-9]通过多目标遗传算法对配流盘表面织构进行了优化,并将无织构、部分织构、全织构条件下的油膜润滑性能进行了对比。ZHANG 等^[10-11]提出了局部油膜润滑模型和 DST 模型,考虑了表面粗糙度对润滑性能的影响,并通过赫兹理论计算了由固体接触造成的金属支撑力。WANG 等^[12]对多工况下的油膜厚度、温度、压力进行了仿真计算,并结合实验分析了转速、进油口压力和润滑油粘度对摩擦因数的影响。WU 等^[13]基于滑靴副的热固耦合原理,对相同工况下不同材料匹配的滑靴副接触面温度进行了计算分析。汤何胜等^[14-15]考虑热变形和弹性变形等影响因素,对倾覆状态下滑靴副热流体动力润滑性能进行研究,分析不同柱塞腔压力、主轴转速和进口油液温度等工况下热变形和弹性变形对滑靴副热流体动力润滑性能的影响。

现有的研究大多集中于润滑模型的完善和微观织构方面,尚未考虑配流盘结构参数对润滑性能的影响。本文基于雷诺方程建立考虑配流副宏观/微观运动的轴向柱塞泵配流副润滑模型。分析配流盘密封环尺寸和腰型槽起点张角对油膜润滑性能的影响。采用多目标遗传优化算法(NSGA-Ⅱ)求解以最佳油膜润滑特性为目标的多目标优化问题,以提高润滑特性。

1 仿真模型

1.1 泵和配流盘原理

典型轴向柱塞泵内部结构如图 1 所示,旋转组件主要由花键轴、缸体和 7 个活塞-滑靴组件组成^[16]。由于本文研究的微小型柱塞泵结构尺寸小,为了保证结构强度,通常采用 7 柱塞结构,因此本文不对 9 柱塞结构进行分析。缸体中心孔内的压缩弹簧将缸体推向固定在泵壳上的配流盘,同时将滑靴

压向倾斜的斜盘垫。缸体主要通过花键轴驱动,使每个活塞在缸体腔内来回往复运动,通过配流盘进油口周期性地吸取低压侧的液压油,排出高压侧的液压油^[17]。除旋转的宏观运动外,缸体还进行了倾斜的微观运动,这将会导致缸体与配流盘之间发生金属接触^[18]。缸体微观倾斜运动包括沿着 Z 方向的平动以及绕着 X 和 Y 轴的摆动,主要是受到作用于其上周期性脉动的力和力矩,一般认为倾覆角在 0.001°~0.1°之间变化,油膜厚度在 30 μm 以内变化。宏观运动与微观运动的耦合对缸体/配流盘摩擦副的润滑特性有重要影响。润滑界面的密封和承载性能决定了泵的能量耗散和部件表面失效前的寿命。作为最关键的摩擦副之一,配流副也是最易磨损失效的装配单元。

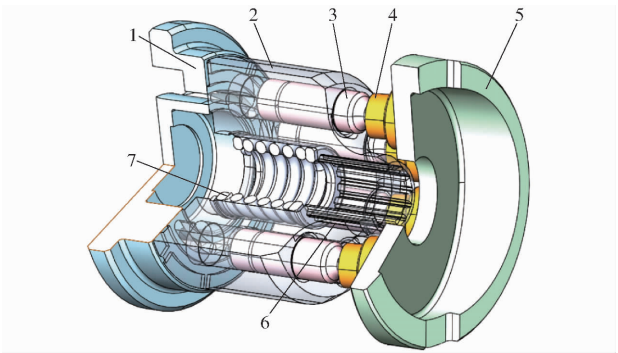


图 1 柱塞泵结构图

Fig. 1 Structure drawing of piston pump

1. 配流盘 2. 缸体 3. 柱塞 4. 滑靴 5. 斜盘 6. 花键轴 7. 中心弹簧

仿真区域为配流副接触面密封带处的环状楔形油膜,如图 2 所示。在油膜表面建立了以配流盘中心为原点的坐标系 $o_{co}x_{co}y_{co}z_{co}$ 。缸体的旋转和倾斜运动形成楔形间隙,产生动压效应。在规定压力边界条件时,考虑了缸体旋转时过渡区柱塞通油口相对于配流盘固定端口的连接和断开对油液压力产生的影响。

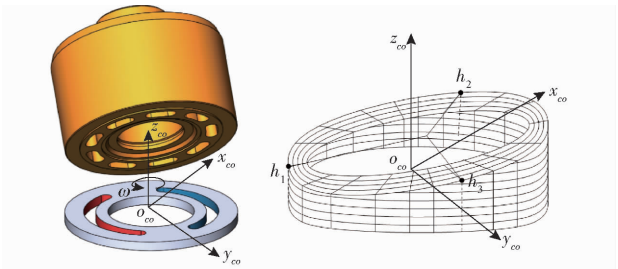


图 2 配流副楔形油膜三维示意图

Fig. 2 Three-dimensional diagram of wedge oil film of cylinder/valve-plate interface

润滑油膜被认为是牛顿的、不可压缩的、没有金属对金属接触的层流^[19]。考虑沿径向方向的流体惯性力,极坐标下雷诺方程^[20]表示为

$$\frac{1}{\eta r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{\eta r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) =$$
$$6 \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_r h) + 6 \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} (v_\varphi h) + 12 \frac{\partial h}{\partial t} +$$
$$\frac{3\rho}{10\eta r} \frac{\partial}{\partial r} (v_\varphi^2 h^3) \tag{1}$$

式中 r ——配流盘表面任意一点在极坐标上的距离
 φ ——配流盘表面任意一点在极坐标上的方位角
 η ——油液动力粘度
 p ——油膜压力 ρ ——油液密度
 h ——油膜厚度 v_r ——径向速度
 v_φ ——周向速度

配流副油膜厚度场通过三点确定一个平面的原理可以确定:用配流盘密封带上不共线的三点就可以求出整个平面的控制方程。 h_1 、 h_2 、 h_3 为相差 120° 的配流副密封带外径处的 3 点油膜厚度。

在极坐标下,配流盘密封带上任一点 (r,φ) 处的油膜厚度为

$$h = \frac{1}{\sqrt{3}R_4} (h_2 - h_1) r \sin\varphi + \frac{1}{3R_4} (2h_3 - h_1 - h_2) r \cos\varphi +$$
$$\frac{1}{3} (h_1 + h_2 + h_3) \tag{2}$$

式中 R_4 ——配流盘密封带外径

配流盘与缸体的接触表面如图 3 所示,本文主要研究配流副密封带尺寸对油膜特性的影响,采用动压支撑油膜理论对配流盘进行设计。在润滑模型中为了保持摩擦系统处于全油膜润滑状态,由于缸体和配流盘接触表面的算术粗糙度 (Ra) 小于 0.2 μm ,在模型计算过程中,将最小油膜间隙高度 $h_{\min}$ 设置为 0.4 μm 。当油膜厚度低于 0.4 μm 时,仿真模型停止计算。

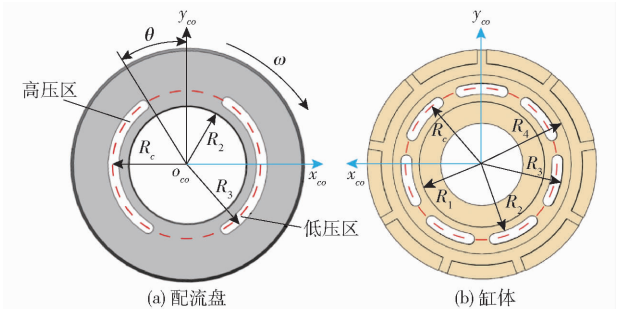


图 3 配流盘和缸体接触面密封环结构
Fig. 3 Sealing ring structure diagrams of cylinder/valve-plate contact surface

配流盘主要的尺寸参数、运行工况和油液介质见表 1,柱塞泵壳体油液温度保持在 50℃ 左右,油液介质为昆仑 10 号航空液压油。在 50℃ 时油液粘度

为 10 mm²/s。本文主要考虑配流副接触面缸体密封带尺寸 R_1 、 R_2 、 R_3 、 R_4 和腰型槽起点张角 θ 对油膜特性的影响。由于篇幅限制,不考虑柱塞泵转速、压力和排量等工况的影响。

表 1 仿真参数
Tab. 1 Simulation parameters

参数	数值
柱塞孔分度圆半径 R_c/mm	8.5
柱塞半径 r_p/mm	2.25
入口压力 p_l/MPa	0.3
出口压力 p_h/MPa	21
壳体压力 p_c/MPa	0.1
缸体转速 $n/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	20 000
斜盘倾斜角 $\beta/(\text{^\circ})$	15.4

1.2 动力学方程

缸体主要受到两部分力,一个是配流副油膜对缸体的支承力及力矩,另一个是柱塞/滑靴组件及中心弹簧引起的压紧力及力矩^[21]。在受力分析中,将柱塞-滑靴组件视为整体,即滑靴副组成零件之间的内力作用不需考虑,缸体共受到 7 组柱塞滑靴组件的压紧力及力矩作用。缸体受力分析如图 4 所示。

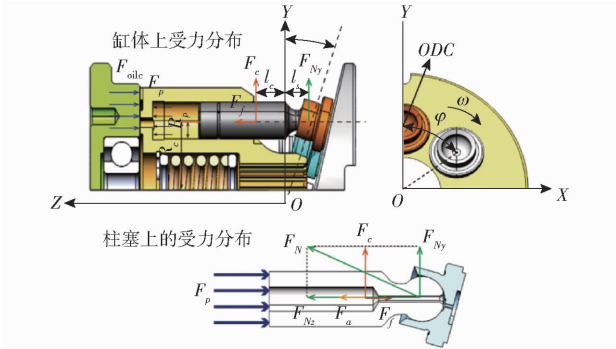


图 4 柱塞泵缸体受力分析
Fig. 4 Force analysis of cylinder

压紧力由 F_p 、 F_a 、 F_f 、 F_{sp} 组成^[22],即

$$F = F_p + F_a + F_f + F_{sp} \tag{3}$$

其中

$$F_p = \pi r_p^2 p_c(\varphi)$$
$$F = (m_p + m_s) \omega^2 R_c \tan\beta \cos\varphi$$
$$F_{sp} = k \Delta l$$

式中 F_p ——柱塞腔油液压力
 m_p ——柱塞质量 m_s ——滑靴质量
 F_a ——柱塞-滑靴组件轴向惯性力
 ω ——柱塞泵角速度
 F_f ——柱塞腔对柱塞-滑靴组件的摩擦力,受力点在柱塞-滑靴系统的质心,由于 F_f 相对于 F_p 过小,可以忽略
 F_{sp} ——中心弹簧对缸体的作用力
 k ——弹簧的弹性系数

Δl ——弹簧预压缩量

F_N 为斜盘对柱塞滑靴组件的支承力。受力点位于滑靴与斜盘接触面的中心,垂直斜盘平面并指向柱塞,计算式为

$$\begin{cases} F_N = (F_p + F_a) / \cos \beta \\ F_{Nz} = F_N \cos \beta \\ F_{Ny} = F_N \sin \beta \end{cases} \quad (4)$$

方位角 φ 为第 i 个柱塞在缸体转动时与外死点的夹角,本文涉及的柱塞泵为 7 柱塞($N_p = 7$),方位角 φ 的表达式为 $\varphi = \omega t + 2\pi(i - 1)/N_p$ 。柱塞所受支撑力矩和离心力矩的力臂可表示为

$$\begin{cases} z_s = l_s + R_c(1 - \cos \varphi) \tan \beta \\ z_c = l_c + R_c(1 - \cos \varphi) \tan \beta \end{cases} \quad (5)$$

式中 l_s ——滑靴质心在外死点处与球铰中心的距离
 l_c ——柱塞质心在外死点处与球铰中心的距离
缸体所受的力和力矩平衡方程用矩阵 $\boldsymbol{E}$ 表示为

$$\boldsymbol{E} = \begin{bmatrix} F_{oilc} + \sum_{i=1}^{N_p} F_p(i, t) + F_{sp} \\ T_{oilcx} + T_{px} + T_{nx} + T_{cx} \\ T_{oilcy} + T_{py} + T_{cy} \end{bmatrix} \quad (6)$$

其中
$$T_{px} = \sum_{i=1}^{N_p} F_p(i, t) R_c \cos \varphi(i, t)$$

$$T_{nx} = \sum_{i=1}^{N_p} F_{Ny}(i, t) z_s(i, t)$$

$$T_{cx} = \sum_{i=1}^{N_p} F_c(i, t) z_c(i, t) \cos \varphi$$

$$T_{py} = \sum_{i=1}^{N_p} F_p(i, t) R_c \sin \varphi(i, t)$$

$$T_{cy} = \sum_{i=1}^{N_p} F_c(i, t) z_c(i, t) \sin \varphi$$

式中 F_{oilc} ——配流副油膜对缸体的油膜支撑力

T_{oilcx} ——作用于 X 轴上的扭矩

T_{oilcy} ——作用于 Y 轴上的扭矩

缸体挤压和倾斜的微观运动是由上述力和力矩的平衡所控制的,且油膜压力与油膜厚度 h 、油膜厚度变化率 $\dot{h}$ 相关。在 $\dot{h}$ 和 h 为初始值的情况下,式(6)中的 $\boldsymbol{E}$ 通常是不平衡的,通过 Newton - Raphson 迭代方法计算 $\dot{h}$ 使 $\boldsymbol{E}$ 趋近于零,雅克比矩阵为

$$\boldsymbol{J} = \begin{bmatrix} \frac{\partial \boldsymbol{E}(\dot{h})}{\partial \dot{h}_1} & \frac{\partial \boldsymbol{E}(\dot{h})}{\partial \dot{h}_2} & \frac{\partial \boldsymbol{E}(\dot{h})}{\partial \dot{h}_3} \end{bmatrix} \quad (7)$$

当 $\boldsymbol{E}$ 值接近收敛时得到的 $\dot{h}$ 即为每一个步进度数的油膜变化量,通过计算每一个步进度数的油

膜状态并整合得到柱塞泵旋转时的油膜变化情况。不同尺寸的配流盘润滑性能主要通过比较泄漏量^[23] Q_v 、缸体倾覆角 α_c 、粘性摩擦力矩 T_c 3 个油膜润滑特性进行对比,计算式为

$$Q_v = Q_{in} + Q_{out} = \frac{\varepsilon h_{in}^3}{6\eta c_e} \frac{\Delta p}{\ln \frac{R_1}{R_2}} + \frac{\varepsilon h_{out}^3}{6\eta c_e} \frac{\Delta p}{\ln \frac{R_4}{R_3}} \quad (8)$$

$$\alpha_c = \frac{h_{max} - h_{min}}{2R_4} \quad (9)$$

$$T_c = \int_{R_1}^{R_4} \int_0^{2\pi} \tau_{\varphi|z=h} r dr d\varphi \quad (10)$$

其中
$$\tau_{\varphi|z=h} = \frac{h}{2r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \eta \frac{v_{\varphi}}{h}$$

式中 Q_{in} ——内环泄漏流量

Q_{out} ——外环泄漏流量

ε ——腰型槽中心角

Δp ——配流腰型槽压力差

c_e ——流量修正系数

h_{in} ——内环油膜厚度

h_{out} ——外环油膜厚度

2 参数化分析

对配流盘结构参数进行了参数分析。在参数分析中,当研究一个参数的影响时,其他参数保持不变^[24]。配流盘结构参数如表 2 所示。

表 2 微小型轴向柱塞泵配流盘结构参数
Tab.2 Structure parameters of valve plate of small axial piston pump

参数	初始值	取值范围
密封带内环内径 R_1/mm	6.85	6 ~ 7
密封带内环外径 R_2/mm	7.65	7.5 ~ 8.0
密封带外环内径 R_3/mm	8.75	8.5 ~ 9.0
密封带外环外径 R_4/mm	9.75	9.6 ~ 10.6
腰型槽起点张角 $\theta/(\circ)$	28.75	25 ~ 35

2.1 配流盘密封环尺寸 R_1 对油膜润滑特性的影响

图 5 为 R_1 对泄漏量的影响曲线,由图 5 知,当 R_1 为 6.7 ~ 7.1 mm 时,泄漏量在 0.006 ~ 0.013 L/min 的范围内波动。且当 $R_1 = 6.7$ mm 时,泄漏量波动最大,同时拥有最大泄漏值和最小泄漏值。当 R_1 由 6.8 mm 逐渐上升至 7.1 mm 时,泄漏量不断下降,且 R_1 由 6.8 mm 升至 7 mm 时,泄漏量变化并不明显,上升至 7.1 mm 时,仿真曲线出现明显的区分现象。出现这种现象的原因是 R_1 上升时,配流盘油膜面积减小,可形成的油膜支撑力减小,油膜变薄,导致泄漏量减小。同时,由于此柱塞泵为 7 柱塞结构,油膜呈现 51° 周期性变化。由于每一个周期过后,缸体的位姿都会发生轻微变化,导致油膜厚度波动,从而

导致油膜润滑特性改变。

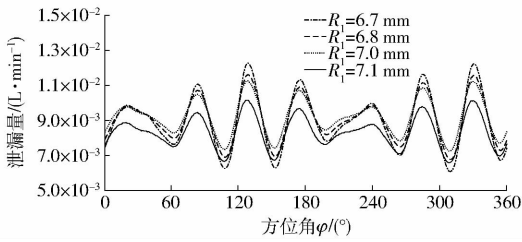


图 5 R_1 对泄漏量的影响曲线

Fig. 5 Influence curves of R_1 size on leakage

图 6 为 R_1 对缸体倾覆角的影响曲线。由图 6 可知,当 $R_1 = 6.8 \text{ mm}$ 时,缸体的倾覆角最大。且当 R_1 处于下降趋势时,缸体倾覆角不断上升,但在 R_1 从 6.8 mm 下降到 6.7 mm 时,缸体倾覆角减小。可见倾覆角与 R_1 并非简单的线性相关,简单的分析无法得到最佳参数值,倾覆角过大会导致柱塞泵磨损加剧,应尽可能降低。

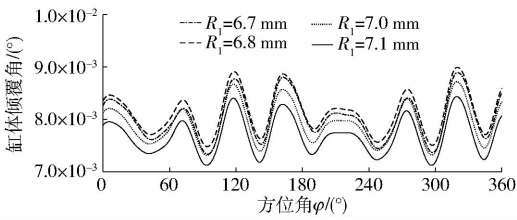


图 6 R_1 对缸体倾覆角的影响曲线

Fig. 6 Influence curves of R_1 size on overturning angle

图 7 为 R_1 对粘性摩擦力矩的影响曲线,当 R_1 增大时,粘性摩擦力矩不断增大,且增长幅度不断减小。

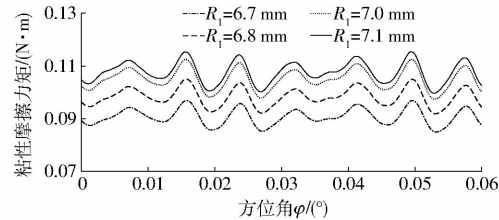


图 7 R_1 对粘性摩擦力矩的影响曲线

Fig. 7 Influences curves of R_1 size on viscous friction torque

图 8、9 为不同 R_1 的密封带内环油膜压力和厚度分布。由图 8、9 可知,当 R_1 增大时,油膜厚度降低,油膜压力增大,导致粘性摩擦力矩增大。

2.2 配流盘密封环尺寸 R_2 对油膜润滑特性的影响

图 10 ~ 12 为 R_2 对泄漏量、倾覆角、粘性摩擦力矩的影响曲线。当 R_2 在 $7.5 \sim 8.0 \text{ mm}$ 之间变化时,泄漏量为 $5.5 \times 10^{-3} \sim 1.3 \times 10^{-2} \text{ L/min}$,倾覆角 $0.0065^\circ \sim 0.0095^\circ$,粘性摩擦力矩为 $0.08 \sim 0.13 \text{ N}\cdot\text{m}$,同 R_1 相比, R_2 的油膜润滑特性曲线更加分散,故知 R_2 对油膜润滑特性的影响更加显著。这是因为密封环入口部分的液压油为高压油, R_2 的变化更易造成倾覆力矩增大。

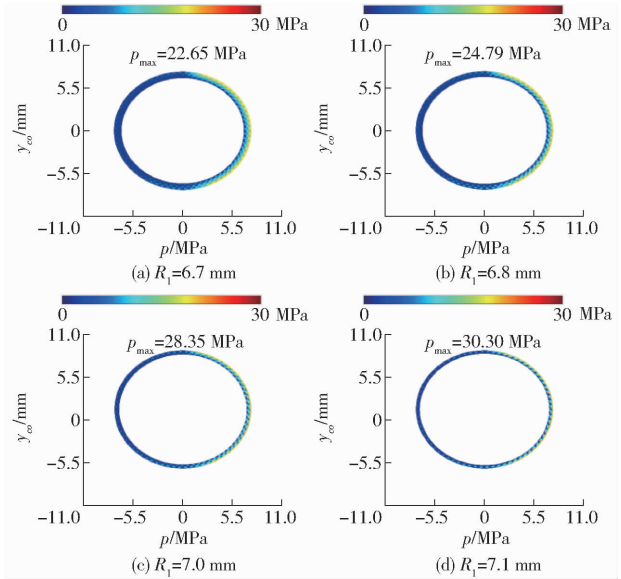


图 8 不同 R_1 的密封带内环油膜压力分布

Fig. 8 Pressure distributions of outermost ring of sealing ring with different sizes of R_1

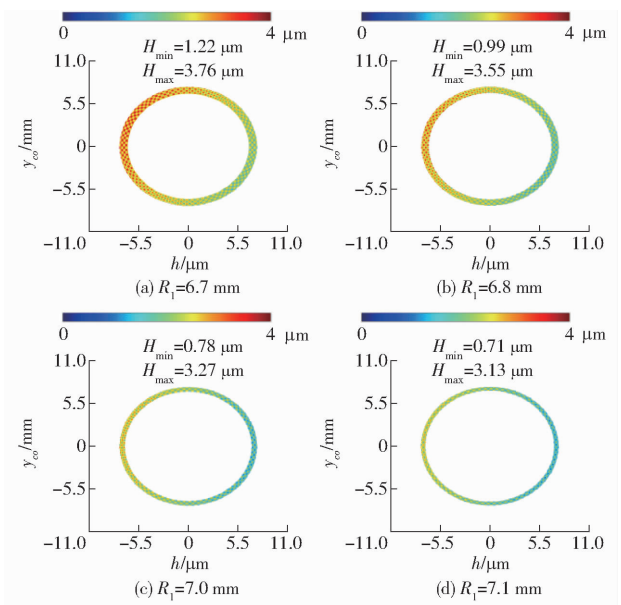


图 9 不同 R_1 的密封带内环油膜厚度分布

Fig. 9 Height distributions of outermost ring of sealing ring with different sizes of R_1

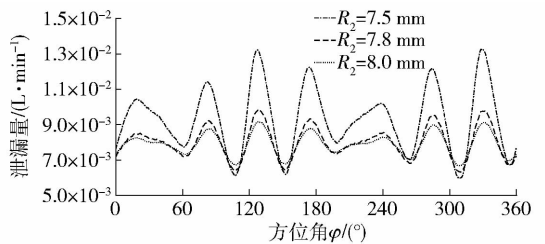


图 10 R_2 对泄漏量的影响曲线

Fig. 10 Influence curves of R_2 size on leakage

R_2 对油膜润滑特性的影响总体上呈现单向性, R_2 增大时,平均泄漏量减小,缸体倾覆角增大,粘性摩擦力矩增大。

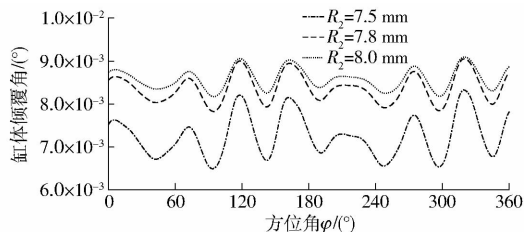


图 11 R_2 对缸体倾覆角的影响曲线

Fig. 11 Influence curves of R_2 size on overturning angle

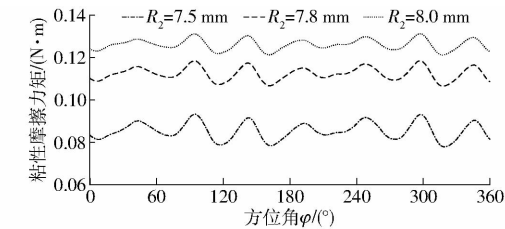


图 12 R_2 对粘性摩擦力矩的影响曲线

Fig. 12 Influence curves of R_2 size on viscous friction torque

2.3 配流盘密封环尺寸 R_3 对油膜润滑特性的影响

图 13 ~ 15 为 R_3 对泄漏量、倾覆角、粘性摩擦力矩的影响曲线。从图 13、14 可以看出, R_3 对泄漏量和倾覆角的影响基本保持一致, 当 R_3 增大时, 泄漏量和倾覆角波动值增大, 且粘性摩擦力矩损失减小。当 R_3 增大时, 配流盘进出口油口面积增大, 从受力平衡的角度分析, 油液倾覆力矩和油液支撑力增大, 破坏受力平衡, 导致初始压紧力与油膜支撑力的差值过大, 从而得出过大的 $\dot{h}$, 加剧油膜挤压运动。

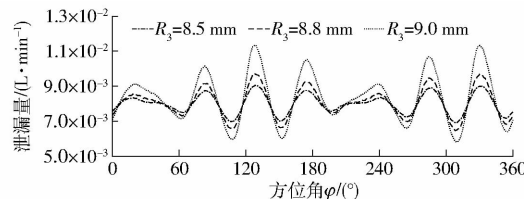


图 13 R_3 对泄漏量的影响曲线

Fig. 13 Influence curves of R_3 size on leakage

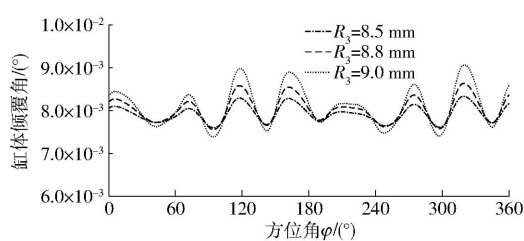


图 14 R_3 对缸体倾覆角的影响曲线

Fig. 14 Influence curves of R_3 size on overturning angle

2.4 配流盘密封环尺寸 R_4 对油膜润滑特性的影响

图 16 ~ 18 为 R_4 对泄漏量、倾覆角、粘性摩擦力矩的影响曲线。与 R_3 对油膜润滑特性的影响不同, 当改变 R_4 时, 其缸体倾覆角和泄漏量并无明显关系。当 $R_4 = 9.9$ mm 时, 泄漏量波动最大, 且缸体倾覆角最小, 造成这种现象的原因可能是因为油膜厚

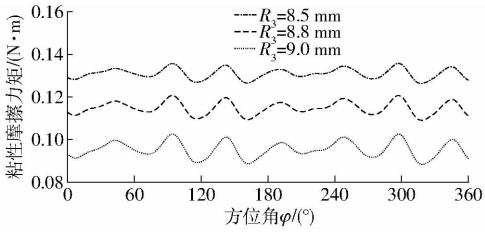


图 15 R_3 对粘性摩擦力矩的影响曲线

Fig. 15 Influence curves of R_3 size on viscous friction torque

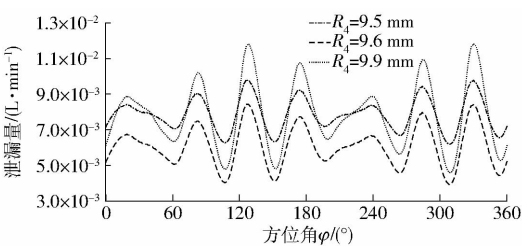


图 16 R_4 对泄漏量的影响曲线

Fig. 16 Influence curves of R_4 size on leakage

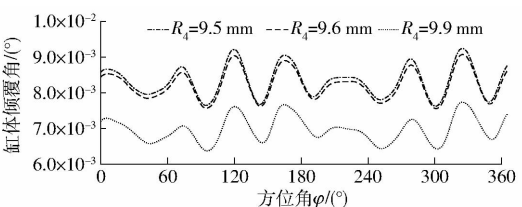


图 17 R_4 对缸体倾覆角的影响曲线

Fig. 17 Influence curves of R_4 size on overturning angle

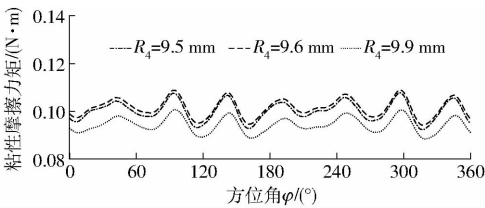


图 18 R_4 对粘性摩擦力矩的影响曲线

Fig. 18 Influence curves of R_4 size on viscous friction torque

度过大, 由于 R_4 过大可能会影响辅助支撑环的功能, 同时泄漏量波动较大会对系统稳定性产生影响, 因而当 $R_4 = 9.9$ mm 时设计不合理不予考虑。当 $R_4 = 9.5$ mm 和 $R_4 = 9.6$ mm 时, 缸体倾覆角输出特性曲线近乎重合, 且当 $R_4 = 9.6$ mm 时, 拥有较小的油液泄漏量。相比较而言, 当 $R_4 = 9.6$ mm 时拥有最佳输出特性。

R_4 对粘性摩擦力矩的影响与对缸体倾覆角的影响结果近似, 当 $R_4 = 9.5$ mm 与 $R_4 = 9.6$ mm 时, 两者拥有相近的粘性摩擦力矩。同 R_1 、 R_2 、 R_3 相比, 改变 R_4 时, 粘性摩擦力矩的变化最小。当 R_4 变大时, 粘性摩擦力矩减小。

从图 19、20 可以看出, 当 R_4 为 9.9 mm 时, 油膜压力最小, 油膜厚度增加。当 $R_4 = 9.5$ mm 时, 密封环外圈上承受的压力远大于油液出口压力 $p_h = 21$ MPa, 且油膜厚度较低。

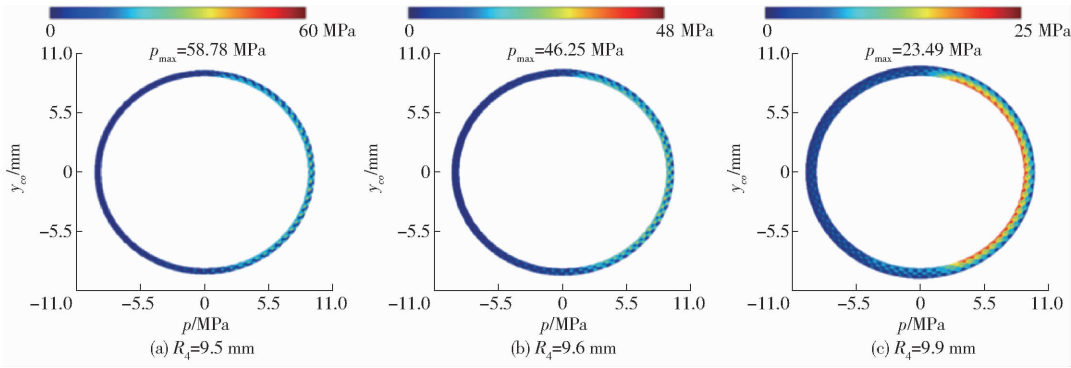


图 19 不同 R_4 的密封环最外圈压力分布

Fig. 19 Pressure distributions of outermost edge of sealing ring with different sizes of R_4

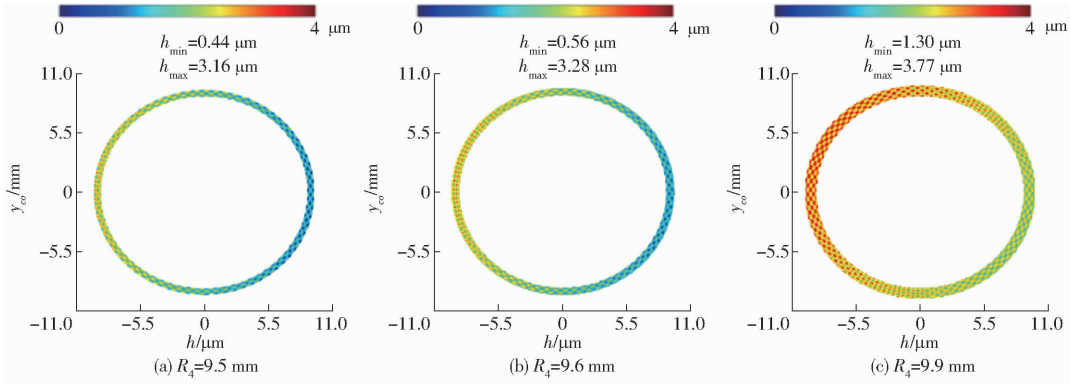


图 20 不同 R_4 的密封环最外圈厚度分布

Fig. 20 Height distribution of outermost edge of sealing ring with different sizes of R_4

2.5 配流盘腰型槽起点张角 θ 对输出特性的影响

图 21 ~ 23 为腰型槽起点张角 θ 变化对泄漏量、倾覆角、粘性摩擦力矩的影响曲线。当腰型槽起点张角 θ 为 $25^\circ \sim 31^\circ$ 时,泄漏量和倾覆角曲线趋于平稳,粘性摩擦力矩降低,且波动幅度较小。

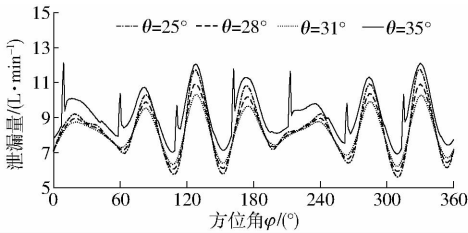


图 21 腰型槽起点张角 θ 对泄漏量的影响曲线

Fig. 21 Influence curves of starting angle θ of waist groove on leakage

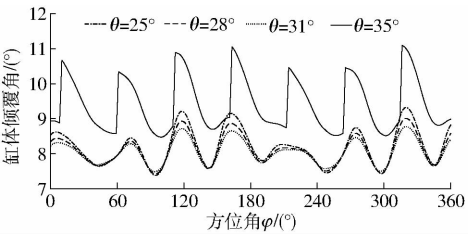


图 22 腰型槽起点张角 θ 对缸体倾覆角的影响曲线

Fig. 22 Influence curves of starting angle θ of waist groove on overturning angle

当 $\theta = 35^\circ$ 时,泄漏量、倾覆角突然增大,且粘性

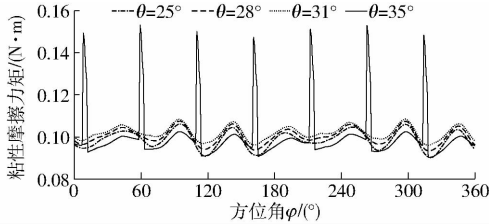


图 23 腰型槽起点张角 θ 对粘性摩擦力矩的影响曲线

Fig. 23 Influence curves of starting angle θ of waist groove on viscous friction torque

摩擦力矩在方位角 $\varphi = 18^\circ$ 时出现尖峰值,出现这种现象是因为当腰型槽起点张角增长幅度过大时,配流盘进出油口面积大幅减小,从而延迟了进出油口与柱塞腔油液连通的时间,使得油膜过渡区压力变化幅度过大,产生冲击。

在配流盘设计时应选用合适的腰型槽起点张角 θ ,避免冲击过大损害柱塞泵寿命。

3 多目标优化

由于参数化分析只考虑了单一变量对油膜输出特性的影响,当考虑多个变量时,计算量大且无法有效取得最优油膜润滑特性的密封环结构参数。本研究采用多目标遗传算法对配流盘进行优化^[25]。

3.1 优化模型及过程

配流副结构优化的流程如图 24 所示,优化模型

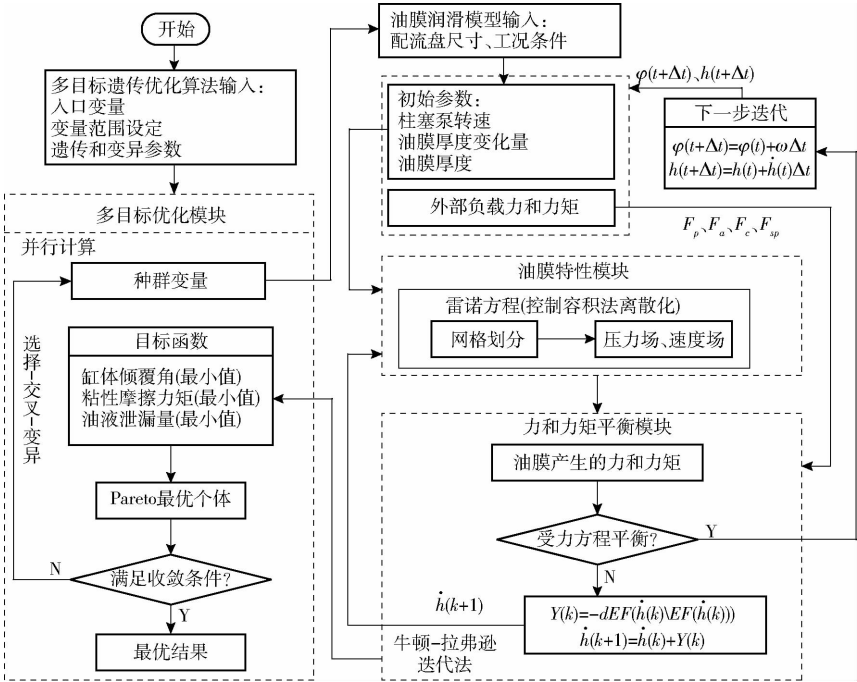


图 24 配流盘密封环结构优化流程图

Fig. 24 Optimization flow chart of valve plate seal ring structure

主要由多目标优化模块、油膜特性模块及力和力矩平衡模块 3 部分组成。

模型在准备阶段,需要设定相对应优化变量的取值范围(表 2)和遗传算法优化相应参数(表 3)。

表 3 NSGA-II 参数

Tab.3 NSGA-II parameters

参数	数值
种群大小	50
停止迭代限制	4
遗传代数	10
帕累托分数	0.35
交叉率	1.0
遗传率	0.2
优化变量	$R_1、R_2、R_3、R_4、\theta$
优化目标	油液泄漏量(最小值) 缸体倾覆角(最小值) 配流盘底面粘性摩擦力矩(最小值)

在优化之前,需要对每一代不同个体的相对应的油膜特性进行计算,取柱塞泵旋转 3 个周期后得到的稳定油膜润滑特性。在每一代个体完成仿真后,通过个体适应度排序选出较优个体,同时,较优个体交叉变异产生相应的新个体,新个体与较优个体组成新一代的种群进行计算,当种群中不再产生新个体即已选出最优解时,迭代停止,优化结束。

3.2 多目标优化函数定义

为精确描述油膜特性,选用缸体倾覆角 α_c 、油液泄漏量 Q_v 、粘性摩擦力矩 T_c 作为目标函数,即

$$F(x) = (f_1(x), f_2(x), f_3(x)) \tag{11}$$

其中 $f_1(x) = \min Q_v$ $f_2(x) = \min \alpha_c$ $f_3(x) = \min T_c$

与参数化分析不同,多目标优化遗传算法通过在一定范围内对结构参数取值,并以 0.05 的取值间隔变化,经过选择-交叉-迭代后得出帕累托最优解集。

3.3 优化结果

优化结束后得到 Pareto 最优解如图 25 所示。每个代表一个单独的设计(2 000 个中的 35 个)。其中,泄漏量在 0 ~ 0.4 L/min 之间,缸体倾覆角在 0.004° ~ 0.02°之间,粘性摩擦力矩在 0.02 ~ 0.08 N·m 之间。

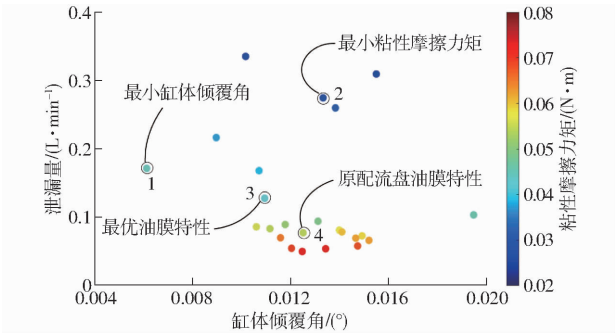


图 25 35 个体优化结果分布

Fig. 25 Results distribution of 35 optimized individuals

从图 25 可以看出,缸体倾覆角与泄漏量无明显线性关系,粘性摩擦力矩与泄漏量呈现负相关现象。

由于 3 个目标函数的权重相等,最优设计被选择为与平均油膜润滑特性相比拥有最佳油膜润滑特性的结构参数。轴向柱塞泵工况和结构参数如表 1 所示。权重函数 $G(x)$ 为

$$G(x) = \min \left(\frac{f_1(x)}{3Q} + \frac{f_2(x)}{3\alpha} + \frac{f_3(x)}{3T} \right) \quad (12)$$

式中 $Q、\alpha、T$ ——油膜润滑性能仿真结果平均值

图 26 为优化结果的权重函数分布。从图 26 可以看出,优化个体 1、2、3、4 具有较好的油膜润滑性能。优化个体 1 拥有最小倾覆角,相对于初始输出结果减少了一半,但泄漏量增加了一倍。优化个体

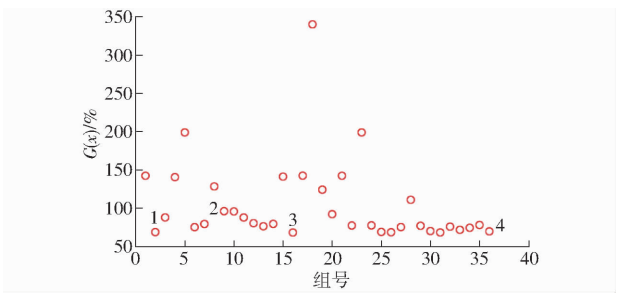


图 26 权重函数分布
Fig. 26 Distribution of weight function

2 粘性摩擦力矩较低,但其泄漏量大幅上升,油膜综合润滑性能较差。优化个体 3 拥有最佳油膜润滑性能,且综合油膜润滑性能提升了 5.4%,倾覆角和泄漏量分别下降了 3.8% 和 29.6%。

4 结论

(1) 由于 $R_2、R_3、\theta$ 会影响倾覆力矩的变化,对油膜润滑特性的影响更加显著。同时,腰型槽起点张角不宜过大,否则可能会导致过渡区油液压力变化幅度增大,对配流盘造成冲击。

(2) 从多目标优化结果整体分布上来看,粘性摩擦力矩与泄漏量呈现负相关现象。配流盘结构优化后,综合油膜润滑特性提升了 5.4%,倾覆角和泄漏量分别下降了 3.8% 和 29.6%。通过配流盘不同结构参数设计可以满足不同的油膜特性需求。

参 考 文 献

[1] PELOSI M, IVANTYSYNOVA M. A geometric multigrid solver for the piston-cylinder interface of axial piston machines[J]. Tribology Transactions, 2012, 55(2): 163 – 174.

[2] PELOSI M, IVANTYSYNOVA M. Heat transfer and thermal elastic deformation analysis on the piston/cylinder interface of axial piston machines[J]. Journal of Tribology, 2012, 134(4): 041101.

[3] SCHENK A, IVANTYSYNOVA M. A transient thermoelastohydrodynamic lubrication model for the slipper/swashplate in axial piston machines[J]. Journal of Tribology, 2015, 137(3): 031701.

[4] MANRING N D, WRAY C L, DONG Z L. Experimental studies on the performance of slipper bearings within axial-piston pumps[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(3): 511 – 518.

[5] BERGADA J M, DAVIES D L, KUMAR S, et al. The effect of oil pressure and temperature on barrel film thickness and barrel dynamics of an axial piston pump[J]. Meccanica, 2012, 47(3): 639 – 654.

[6] RICHARDSON D, SADEGHI F, RATEICK R G, et al. Surface modification effects on lubricant temperature and floating valve plate motion in an axial piston pump[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2020, 234(1): 3 – 17.

[7] RICHARDSON D, SADEGHI F, RATEICK R G, et al. Dynamic modeling of floating valve plate motion in an axial piston pump[J]. Tribology Transactions, 2018, 61(4): 683 – 693.

[8] CHEN Yuan, ZHANG Junhui, XU Bing, et al. Multi-objective optimization of micron-scale surface textures for the cylinder/valve-plate interface in axial piston pumps[J]. Tribology International, 2019, 138: 316 – 329.

[9] ZHANG Junhui, CHEN Yuan, XU Bing, et al. Effect of surface texture on wear reduction of the tilting cylinder and the valve plate for a high-speed electro-hydrostatic actuator pump[J]. Wear, 2018, 414: 68 – 78.

[10] ZHANG Chao, HUANG Shaokang, DU Jun, et al. A new dynamic seven-stage model for thickness prediction of the film between valve plate and cylinder block in axial piston pumps[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8(9): 1 – 15.

[11] LEI Han, WANG Shaoping, ZHANG Chao. A partial lubrication model between valve plate and cylinder block in axial piston pumps[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2015, 229(17): 3201 – 3217.

[12] WANG Zhaoqiang, SHAN Hu, HONG Ji, et al. Analysis of lubricating characteristics of valve plate pair of a piston pump[J]. Tribology International, 2018, 126: 49 – 64.

[13] WU Huaichao, ZHAO Limei, NI Siliang, et al. Study on friction performance and mechanism of slipper pair under different paired materials in high-pressure axial piston pump[J]. Friction, 2020, 8(5): 957 – 969.

[14] 汤何胜, 閻耀保, 李晶, 等. 计及表面变形的轴向柱塞泵滑靴副热流体动力润滑分析[J]. 机械工程学报, 2017, 53(4): 168 – 176.

TANG Hesheng, YIN Yaobao, LI Jing, et al. Thermohydrodynamic lubrication analysis of slipper pair in axial piston pump considering surface deformation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(4): 168 – 176. (in Chinese)

[15] 汤何胜, 閻耀保, 李晶. 轴向柱塞泵滑靴副间隙泄漏及摩擦转矩特性[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2014, 42(7): 74 – 79.

TANG Hesheng, YIN Yaobao, LI Jing. Characteristics of clearance leakage and friction torque of slipper pair in axial piston

- pump[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2014, 42(7): 74 – 79. (in Chinese)
- [16] 陈远玲,班成周,刘银水,等. 航空柱塞泵配流副磨损模型与寿命预测[J]. 液压与气动, 2020(12): 1 – 7.
CHEN Yuanling, BAN Chengzhou, LIU Yinshui, et al. Wear model and life prediction of port pair in aircraft piston pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020(12): 1 – 7. (in Chinese)
- [17] 潘阳,李毅波,黄明辉,等. 双联轴向柱塞泵配流盘优化与流量脉动特性分析[J]. 农业机械学报, 2016, 47(4): 391 – 398.
PAN Yang, LI Yibo, HUANG Minghui, et al. Valve plate improvement and flow ripple characteristics analysis for double compound axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(4): 391 – 398. (in Chinese)
- [18] 王正磊,吴玉程,黄家海. 高转速条件下轴向柱塞泵配流副摩擦磨损特性[J]. 液压与气动, 2019(8): 27 – 32.
WANG Zhenglei, WU Yucheng, HUANG Jiahai. The high-speed tribological performance of port plates in axial piston pumps [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2019(8): 27 – 32. (in Chinese)
- [19] LV Qibing, WANG Dongyun, E Shiju, et al. Study on the effects of the textured surface to improve the performance of cylinder block/valve plate interfaces[J]. AIP Advances, 2019, 9(4): 045128.
- [20] 林文华,毛中宇,李向阳,等. 水泵水轮机泵工况轴向力特性分析与改善[J]. 农业机械学报, 2020, 51(6): 132 – 137.
LIN Wenhua, MAO Zhongyu, LI Xiangyang, et al. Analysis and improvement of axial force on pump-turbine in pump mode[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(6): 132 – 137. (in Chinese)
- [21] 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 Min, XU Bing, ZHOU Wanren, et al. Modeling 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. (in Chinese)
- [22] LI Yunhua, JI Zhanling, YANG Liman, 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.
- [23] 张晓刚,闫政,权龙,等. 双排油轴向柱塞泵配流特性理论分析与试验[J]. 农业机械学报, 2017, 48(6): 373 – 380, 412.
ZHANG Xiaogang, YAN Zheng, QUAN Long, et al. Theoretical analysis and experiment on flow allocation characteristics of dual discharging axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(6): 373 – 380, 412. (in Chinese)
- [24] 刘英娜,边翼博,郭雪霞,等. 风干板栗太阳能-热泵联合干燥特性与数学模型研究[J]. 农业机械学报, 2020, 51(增刊 1): 509 – 516.
LIU Yingna, BIAN Yibo, GUO Xuexia, et al. Drying characteristics and mathematical model of air-dried chestnut by combined solar energy and heat pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(Supp. 1): 509 – 516. (in Chinese)
- [25] YE Shaogan, ZHANG Junhui, XU Bing. Noise reduction of an axial piston pump by valve plate optimization[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2018, 31(1): 57.