

阀配流压力脉动扰动下的柱塞泵滑靴副润滑特性

赵凯平^{1,2}, 何涛^{1,2}, 王传礼^{1,2}, 陈强曼¹, 罗刚¹

(1. 安徽理工大学 机械工程学院, 安徽 淮南 232001;
2. 安徽理工大学 矿山智能装备与技术安徽省重点实验室, 安徽 淮南 232001)

摘 要: 阀配流轴向柱塞泵滑靴受力状态及油膜动态边界值与端面配流泵不同, 为研究其润滑特性, 建立一种应用于阀配流轴向柱塞泵的滑靴副工况模拟和数值解析耦合求解模型, 分析柱塞运动频率、系统负载及不同分级定流量对滑靴副润滑特性的影响。结果表明: 阀配流滑靴副主要在摩擦力矩作用方向发生倾覆, 高压区到低压区的过渡期及低压区更易发生偏磨磨损; 柱塞运动频率增大会降低滑靴发生倾覆偏磨的危险性, 但也会降低滑靴副稳定性; 系统负载增大会使油膜厚度减小, 且高压区滑靴倾覆角减小, 而低压区滑靴倾覆角增大; 不同分级定流量下, 当柱塞数大于3时, 奇数柱塞组合时滑靴不易发生倾覆, 而偶数柱塞组合时滑靴易发生倾覆磨损且高低压区压力变化幅度增大。

关 键 词: 阀配流; 压力脉动; 轴向柱塞泵; 滑靴副; 润滑油膜

中图分类号: V228; TH137.5

文献标志码: A

Lubrication characteristics of slipper pair of piston pump under the disturbance of valve distribution pressure pulsation

ZHAO Kaiping^{1,2}, HE Tao^{1,2}, WANG Chuanli^{1,2}, CHEN Qiangman¹, LUO Gang¹

(1. School of Mechanical Engineering,
Anhui University of Science and Technology, Huainan Anhui 232001, China;
2. Anhui Key Laboratory of Mine Intelligent Equipment and Technology,
Anhui University of Science and Technology, Huainan Anhui 232001, China)

Abstract: The stress state and oil film dynamic boundary value of slipper of valve distribution axial piston pump are different from those of end face distribution pump. In order to study its lubrication characteristics, a coupling model for slipper pair working condition simulation and numerical analysis applied to valve distribution axial piston pump was established to analyze the effects of plunger motion frequency, system load and different graded constant flows on the lubrication characteristics of slipper pair. The results showed that the sliding shoe pair of valve distribution overturned mainly in the direction of friction torque, and eccentric wear was more likely to occur in the transition period from high pressure zone to low pressure zone and in the low pressure zone; the increase of the plunger movement frequency could reduce the risk of overturning and eccentric wear of the slipper, but it may also reduce the stability of the slipper pair; with the increase of the system load, the oil film thickness decreased, and the overturning angle of the slipper in the high pressure area decreased, while the overturning angle of the slipper in the

收稿日期: 2022-06-20

基金项目: 国家自然科学基金(52205041); 安徽省高校优秀青年人才支持计划(gxyq2022017);

矿山智能装备与技术安徽省重点实验室开放基金(ZKSYS202101); 安徽省矿山智能技术与装备科研创新团队(2022AH010052)

作者简介: 赵凯平(1997—), 男, 博士生, 主要从事流体传动与控制技术研究。E-mail: zkp52262@163.com

通信作者: 何涛(1987—), 男, 副教授, 博士, 主要从事流体传动与控制及矿山机电工程技术研究。E-mail: taoheast@163.com

引用格式: 赵凯平, 何涛, 王传礼, 等. 阀配流压力脉动扰动下的柱塞泵滑靴副润滑特性[J]. 航空动力学报, 2023, 38(6): 1432-1445. ZHAO Kaiping, HE Tao, WANG Chuanli, et al. Lubrication characteristics of slipper pair of piston pump under the disturbance of valve distribution pressure pulsation[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(6): 1432-1445.

low pressure area increased; under different grading and constant flow rates, when the number of plungers was greater than 3, the slippers were not easy to overturn when the odd number of plungers were combined, while the slippers were easy to overturn and wear when the even number of plungers were combined, and the pressure change range in the high and low pressure zones increased.

Keywords: valve distribution; pressure pulsation; axial piston pump; slipper pair; lubricating oil film

阀配流轴向柱塞泵相比于传统端面配流轴向柱塞泵具有压力高、密封性好、效率高等优点^[1-3],且阀配流轴向柱塞泵具有供给多系统不同分级流量的特有功能,分级流量之间互不干扰,可作为特殊供压或供流源,因而在航空航天、工程机械等领域有独特优势^[4-6]。滑靴副是轴向柱塞泵的关键摩擦副,其在各种工况下的润滑性能直接决定轴向柱塞泵能否正常运行^[7-8]。阀配流轴向柱塞泵滑靴受力状态与传统端面配流轴向柱塞泵不同^[9-10],柱塞腔内压力脉动与端面配流柱塞泵也存在较大差异,其直接影响滑靴副压力油膜动态边界值。此外,提供分级定流量的柱塞由于柱塞位置分布不均,各柱塞的腔内压力脉动不同,导致泵运行时不同的柱塞滑靴副油膜润滑特性差异较大。因此有必要针对阀配流压力脉动扰动下的滑靴副润滑特性进行研究。

各国学者关于滑靴副做出了大量研究。Schenk、Spencer 等^[11-13]基于非等温流体,结合弹性流体力学建立了滑靴副瞬态润滑模型,对油膜的压力分布和温度分布进行了研究。Toshiharu 等^[14]建立了动静压混合热流体动力润滑模型,并推导了广义雷诺方程、三维能量方程和热传导方程。Bergada 等^[15-16]研究了轴向柱塞泵滑靴副的泄漏和压力分布,并将其扩展用于多密封面的滑靴中。Richardson 等^[17]利用雷诺方程和能量方程研究了滑靴表面结果对滑靴副油膜厚度和温度分布的影响。Harris 等^[18]提出了一种预测倾覆状态下滑靴副油膜动态特性的研究方法。徐兵等^[19-20]建立了动态润滑仿真模型,研究壳体压力对轴向柱塞泵滑靴副特性的影响,并对滑靴倾覆现象进行了数值分析。胡纪滨等^[21]对轴向柱塞泵滑靴副稳态工况下动压承载规律展开了相关研究,并建立了稳态工况下滑靴副摩擦动力学模型。汤何胜等^[22-23]建立了轴向柱塞泵滑靴副间隙油膜热力学模型,求解了间隙油膜的瞬时温度并对间隙泄漏及摩擦转矩特性进行了相关研究。目前关于滑靴副的研究多是传统端面配流轴向柱塞泵,很少有针对阀

配流轴向柱塞泵滑靴副的研究。

因此,本文在已有研究的基础上,根据阀配流柱塞泵滑靴副受力特性及柱塞腔内压力的特性,建立阀配流轴向柱塞泵滑靴副工况模拟和数值解析耦合求解模型,将仿真得到的滑靴副柱塞腔压力脉动导入 Matrix Laboratory 程序,以此作为油膜动态边界条件,用有限体积法及牛顿迭代算法对油膜特性进行数值求解,分析柱塞运动频率、系统负载和不同分级定流量对阀配流滑靴副油膜润滑特性的影响,并将最终压力场的计算结果与 Ivantysynova 团队的相关研究结果进行了比较分析。

1 柱塞腔压力脉动工况模拟及分析

轴向柱塞泵在实际工况下运行会引起柱塞腔内产生压力脉动,且阀配流柱塞泵排油或吸油受制于配流阀启闭滞后性,柱塞腔压力脉动易受柱塞运动频率、配流阀阀前和阀后压力、负载压力等影响。此外,当阀配流轴向柱塞泵提供不同分级定流量时,不同柱塞组合供流下柱塞腔内压力脉动差异较大。获得准确的滑靴副油膜动态边界压力值是求解滑靴副动态润滑特性的重要条件,而滑靴副油膜压力边界值由柱塞腔动态压力值决定,因此需要进行柱塞腔压力实际工况模拟。

1.1 阀配流轴向柱塞泵建模

如图 1(a)所示为阀配流轴向柱塞泵,运行过程中缸体不动,由斜盘旋转带动柱塞做往复运动,采用两个单向阀自主吸排油,当柱塞高频运动时吸液阀由于压力低,会出现较为严重的启闭滞后性,使柱塞泵容积效率降低。

图 1(b)为配流阀动力学建模,阀口过流面积为

$$A_v = \pi d_v x_v \sin(2\gamma_v) \quad (1)$$

阀口通流量为

$$q_v = C_d A_v \sqrt{2\Delta p_v / \rho} \quad (2)$$

将式(1)代入式(2)可得

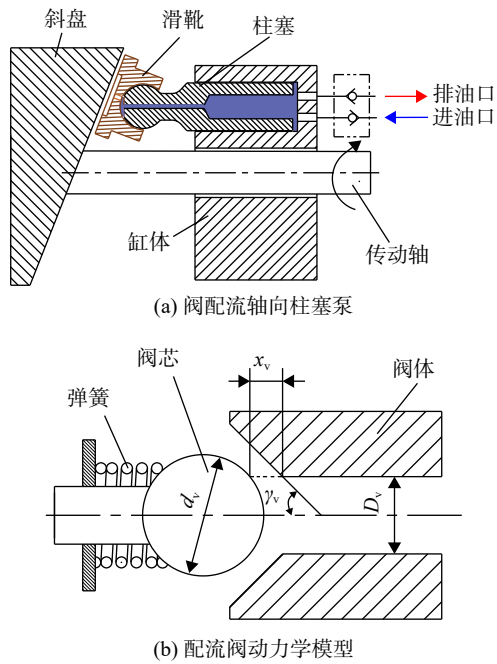


图 1 阀配流轴向柱塞泵及配流阀结构示意图
Fig. 1 Structure diagram of valve distribution axial piston pump and distribution valve

$$q_v = C_d \pi d_v x_v \sin(2\gamma_v) \sqrt{2\Delta p_v / \rho} \tag{3}$$

式中 A_v 为配流阀过流面积(m^2); x_v 为配流阀阀芯位移(m); d_v 为阀芯直径(m); D_v 为阀口直径(m); γ_v 为配流阀阀座半角($^\circ$); q_v 为配流阀流量(m^3/s); Δp_v 为配流阀阀口压差(Pa); C_d 为阀口流量系数。

配流阀运动方程为

$$m_v \frac{dx_v^2}{dt^2} = p_v S_v - F_v - k_v \frac{dx_v}{dt} - k_{sv} x_v - F_{pre} \tag{4}$$

式中 m_v 为阀芯质量(kg); F_v 为阀芯液动力(N); k_v 为摩擦因数(N/m); p_v 为阀口压力(Pa); S_v 为阀口液压油作用面积; k_{sv} 为弹簧刚度(N/m); F_{pre} 为吸液阀弹簧力(N)。

配流阀分为排液阀和吸液阀,模型泵以公称排量为 63 mL/r 的某 CY14-1 型泵为参考,经过计算与校核确定配流阀关键参数如表 1 所示,仿真及后续计算参数如表 2 所示。建立阀配流轴向柱塞泵工况模拟 AMESim 仿真模型,如图 2 所示,数据采样频率设为 1.0×10^{-6} 。图 2 中集成元件 1~9(SC-1~SC-9)为 AMESim 超级元件,分别表示 9 个柱塞-滑靴运动模拟单元,每个模拟单元与 SC-1 类似,定量①表示斜盘倾角设定,比例环节②表示柱塞分布直径,函数③根据输入的斜盘倾角值和角度传感器测定值控制柱塞往复运动的位移。

表 1 配流阀关键参数

Table 1 Key parameters of distribution valve

参数	排液阀	吸液阀
阀口直径 D_v/m	0.005 5	0.009
阀芯直径 d_v/m	0.013	0.015
阀芯质量 m_v/kg	0.003	0.004
阀座半角 $\gamma_v/(^\circ)$	45	45
弹簧刚度 $k_{sv}/(\text{N/m})$	4 000	3 000
阀芯液动力 F_v/N	3	2

表 2 仿真与计算参数

Table 2 Simulation and calculation parameters

参数	数值
斜盘倾角/ $(^\circ)$	15
柱塞数 S_n	9
柱塞直径 d/m	0.022
单柱塞质量 m_s/kg	0.045
柱塞质量 m_p/kg	0.070
油液密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	870
系统负载 p_s/MPa	20
电动机转速/ (r/min)	1 500
阻尼孔长度 l/m	0.000 7
油膜密封带内半径 r_{in}/m	0.007 8
油膜密封带外半径 r_{out}/m	0.015 4
油液动力黏度 $\mu/(\text{N}\cdot\text{S}/\text{m}^2)$	0.027 84
中心压紧弹簧刚度 $k/(\text{N}/\text{m})$	32 500
中心弹簧压缩量 $\Delta x/\text{m}$	0.036 6

1.2 柱塞频率及系统负载对柱塞腔压力脉动的影响

图 3(a)为不同柱塞频率 f 下的柱塞腔动态压力特性,纵坐标 p_0 表示柱塞腔压力, $\varphi=0^\circ\sim 180^\circ$ 为高压排油区, $\varphi=180^\circ\sim 360^\circ$ 为低压吸油区。柱塞往复运动频率越高,在排油初始时刻建压时间越长,这是因为柱塞高频运动时,排液阀开启滞后和吸液阀关闭滞后造成柱塞腔建压延迟,随着频率增大柱塞腔压力提升的滞后转角分别为 3.36° 、 5.13° 、 10.17° 、 27.39° ,即柱塞处于高压区的时间占比越小。此外,从图 3(a)可以看出,柱塞频率越大会导致配流阀启闭越频繁进而引起柱塞腔内压力震荡,压力脉动越大。

配流阀的阀前阀后压力值直接影响配流阀启闭,图 3(b)为不同系统负载 p_s 下的柱塞腔动态压力特性。随着系统负载增大,柱塞腔压力脉动越大,在柱塞排油到吸油的过渡期压力降低时间越长,滞后转角分别为 8.05° 、 8.92° 、 9.75° 、 11.39° 。这表明系统负载会阻碍吸液阀开启,系统负载增

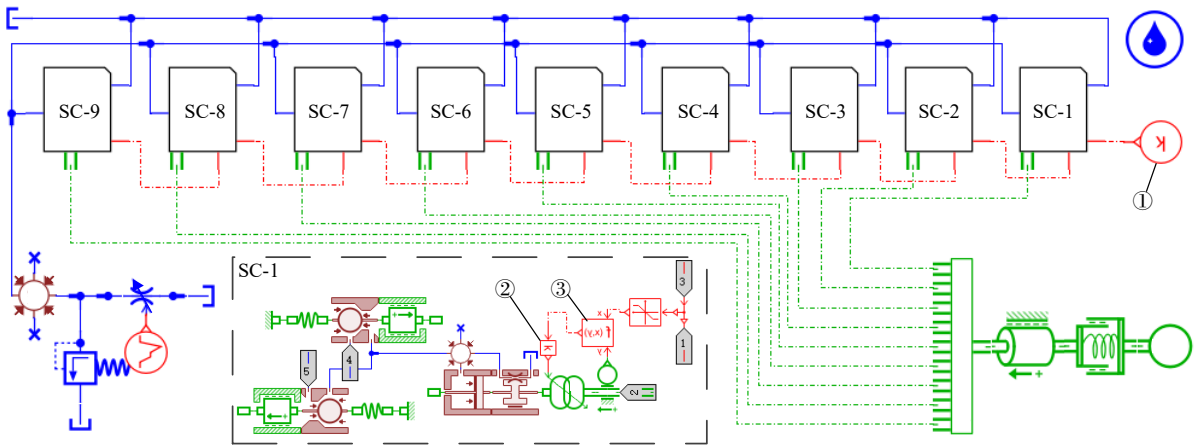


图2 阀配流轴向柱塞泵工况模拟仿真模型

Fig. 2 Working condition simulation model of axial piston pump with valve distribution

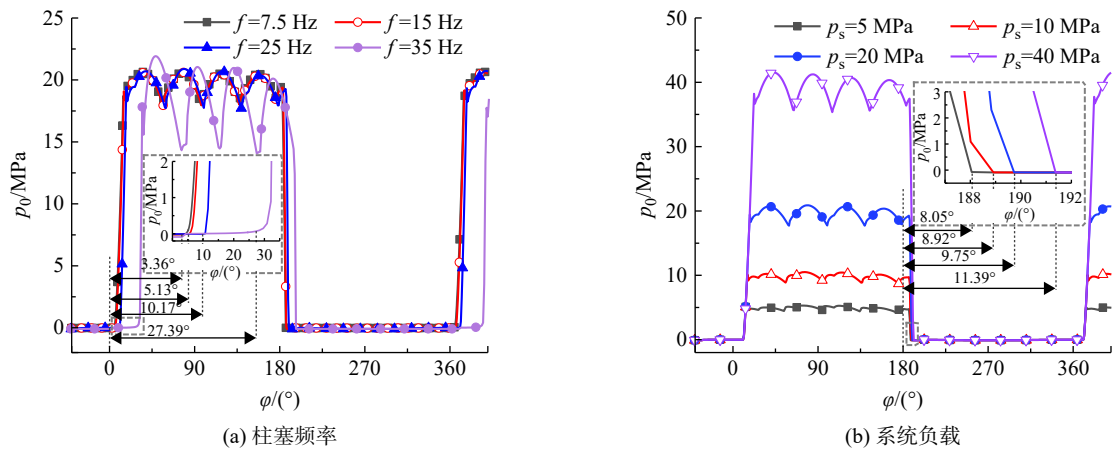


图3 不同柱塞频率及系统负载下的柱塞腔压力

Fig. 3 Piston cavity pressure under different piston frequencies and system loads

大, 吸液阀开启时间会随之增大。

1.3 分级定流量对柱塞腔压力脉动的影响

阀配流轴向柱塞泵可作为特殊供压或供流源提供分级定流量, 将模型泵9个柱塞按逆时针依次编号为柱塞1~9, 柱塞1处于上死点位置。考虑到输出流量脉动和容积效率, 各柱塞组合供流情况选择的柱塞分布位置尽可能对称均匀。因此取各分级定流量的柱塞组合供流为

组合Ⅰ: 单柱塞1供流。组合Ⅱ: 柱塞1/5组合供流。组合Ⅲ: 柱塞1/4/7组合供流。组合Ⅳ: 柱塞1/3/5/7组合供流。组合Ⅴ: 柱塞2/4/6/8/9组合供流。组合Ⅵ: 柱塞2/3/5/6/8/9组合供流。组合Ⅶ: 柱塞2/3/4/6/7/8/9组合供流。组合Ⅷ: 柱塞2/3/4/5/6/7/8/9组合供流。

图4为不同柱塞组合供流下的柱塞腔压力, 图4(a)中“组合Ⅰ-1”表示组合Ⅰ中柱塞1的腔内压力, 其他表示含义与此类似。各组合情况下只

取压力特性差异较大的柱塞进行研究。

由图4可知, 组合Ⅰ和组合Ⅱ下的柱塞腔压力脉动基本一致, 在高压区呈现单尖峰状态, 脉动率大。对于组合Ⅲ, 由于柱塞位置分布均匀, 相当于一个普通三柱塞阀配流泵, 腔内压力变化正常。为了使得所选择的柱塞位置上尽可能均匀分布, 组合Ⅳ和组合Ⅴ的柱塞在位置上恰好互补, 同一组合中不同柱塞腔内压力特性差异较大。组合Ⅵ在柱塞位置上和组合Ⅲ互补, 各柱塞分布较为均匀, 腔内压力变化无明显不规则震荡。组合Ⅶ在柱塞位置上和组合Ⅱ互补, 其中柱塞6和柱塞9出现高压尖峰, 高压区压力变化较为激烈, 柱塞3在高压区压力呈现中间凸起现象。组合Ⅷ在柱塞位置上和组合Ⅰ互补, 柱塞3和柱塞8在高压区压力呈现阶梯下降或阶梯上升趋势, 柱塞6压力特性趋势正常。可以看出, 不同柱塞组合供流下的各柱塞腔内压力变化特性在高压区呈现不规则状态, 但基本没有出现压力升高滞后或降低

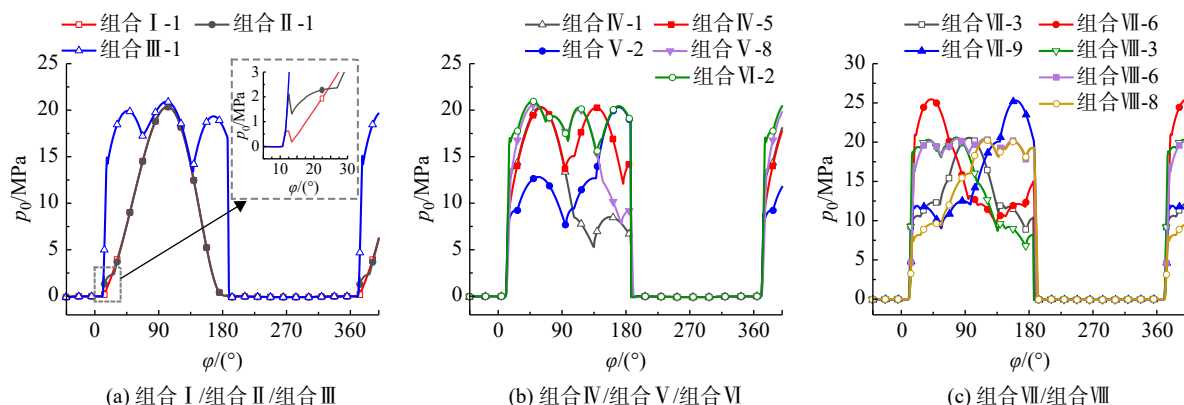


图 4 不同柱塞组合供流下的柱塞腔压力

Fig. 4 Piston chamber pressure under different piston combination supply

滞后现象,即不同分级定流量对配流阀启闭状态没有影响。

2 阀配流轴向柱塞泵滑靴副润滑模型

2.1 运动学模型

图 5 为滑靴副受力及油膜厚度场模型。如图 5 (a) 所示为阀配流轴向柱塞泵滑靴副受力状态。图 5 (a) 中, F_f 为滑靴与柱塞往复运动过程中所受摩擦阻力, F_m 为柱塞和滑靴所受的惯性力,

F_p 为滑靴所受中心油室压力和油膜压力场支承力, F_{p0} 为柱塞对滑靴的压紧力, F_z 为滑靴所受中心弹簧预压紧力。

柱塞轴向位移为

$$Z_p = \frac{R \tan \alpha (1 - \cos \varphi) (1 + \tan \alpha \tan \beta)}{\cos \beta (1 - \tan \alpha \tan \beta) (1 - \cos \varphi \tan \alpha \tan \beta)} \quad (5)$$

轴向速度为

$$V_p = \frac{R \omega \sin \varphi \tan \alpha (1 + \tan \alpha \tan \beta)}{\cos \beta (1 - \cos \varphi \tan \alpha \tan \beta)^2} \quad (6)$$

加速度为

$$a_p = \frac{R \omega^2 \tan \alpha [\cos \varphi - \tan \alpha \tan \beta (1 + \sin^2 \varphi)]}{\cos \beta (1 - \cos \varphi \tan \alpha \tan \beta)^3} \quad (7)$$

式中 Z_p 为柱塞轴向位移 (m); R 为柱塞分布圆半径 (m); ω 为斜盘旋转角速度 (rad/s); α 为斜盘倾角 (rad); φ 为斜盘转角 (rad); β 为柱塞孔锥角 (rad); V_p 为柱塞轴向速度 (m/s); a_p 为柱塞轴向加速度 (m/s²)。

取 β 为 0, 由式 (7) 可得柱塞和滑靴所受的惯性力

$$F_m = (m_s + m_p) R \omega^2 \tan \alpha \cos \varphi \quad (8)$$

滑靴所受中心弹簧预压紧力

$$F_s = \frac{k \Delta x}{S_n} \quad (9)$$

柱塞对滑靴的压紧力

$$F_{p0} = \frac{\pi d^2 p_0}{4} \quad (10)$$

滑靴所受中心油室压力和油膜压力场支承力

$$F_p = \pi r_{in}^2 p_p + \int_0^{2\pi} \int_{r_{in}}^{r_{out}} p r dr d\theta \quad (11)$$

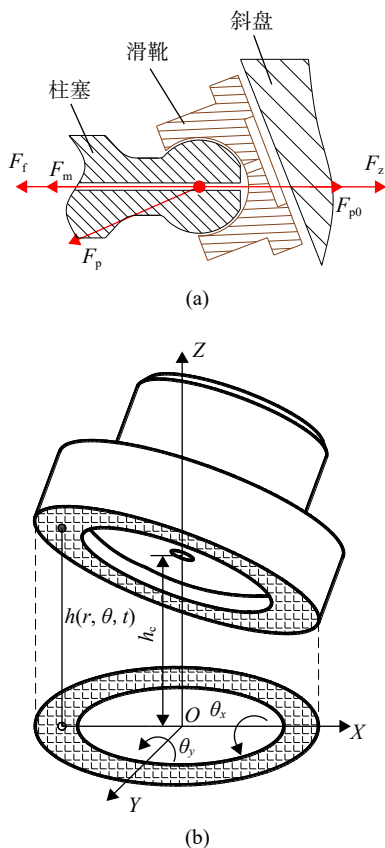


图 5 滑靴副受力及油膜厚度场模型

Fig. 5 Force and oil film thickness field model of slipper pair

式中 m_p 为单滑靴质量(kg); S_n 为柱塞泵的柱塞数; p_p 为滑靴中心油室压力(Pa); p 为油膜密封带任意一点压力(Pa)。

2.2 滑靴倾覆模型

阀配流轴向柱塞泵不同于传统端面配流轴向柱塞泵, 泵工作时斜盘旋转而缸体不动, 因此滑靴不受离心力, 造成滑靴倾覆偏磨的主要因素是摩擦力。针对该特性, 为直观表达滑靴倾覆偏磨状态, 建立阀配流轴向柱塞泵滑靴副油膜厚度场模型, 如图 5(b) 所示。忽略滑靴自转, 以斜盘表面为 $O-XY$ 平面, 以滑靴底面中心和斜盘旋转中心连线方向为 Y 轴, 与 Y 轴垂直方向为 X 轴, 建立物体坐标系 $O-XYZ$ 。由于滑靴几何结构对称, 摩擦合力矩作用方向为 X 轴方向, 驱使滑靴关于 Y 轴倾覆。

当滑靴不发生倾覆时, 滑靴底面和斜盘表面平行, 滑靴底面法向量为

$$\mathbf{n}_0 = (0, 0, 1) \quad (12)$$

将滑靴倾覆分解为绕 X 轴和 Y 轴正向旋转 θ_x 和 θ_y , 法向量变为

$$\mathbf{n} = \begin{bmatrix} \cos \theta_y & 0 & \sin \theta_y \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta_y & 0 & \cos \theta_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_x & -\sin \theta_x \\ 0 & \sin \theta_x & \cos \theta_x \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin \theta_y \cos \theta_x \\ -\sin \theta_x \\ \cos \theta_x \cos \theta_y \end{bmatrix} \quad (13)$$

根据几何关系可推导出滑靴实际倾覆角为

$$\theta_{ot} = \arccos \frac{\cos \theta_y \cos \theta_x}{\sqrt{\sin^2 \theta_y \cos^2 \theta_x + \sin^2 \theta_x + \cos^2 \theta_x \cos^2 \theta_y}} \quad (14)$$

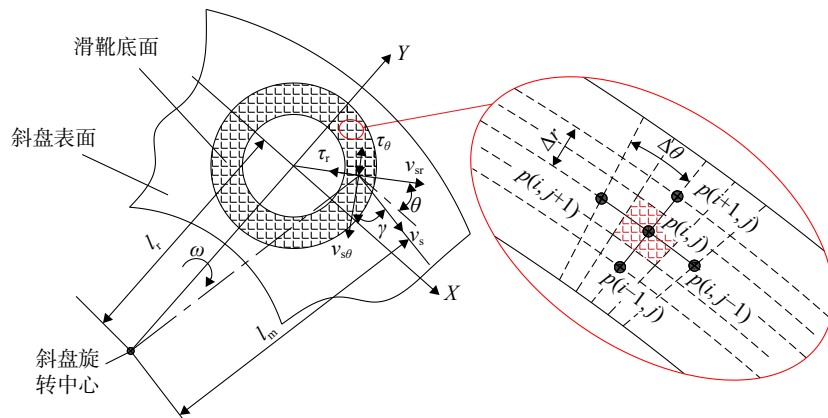


图6 滑靴副相对运动及油膜密封带数值离散示意图

Fig. 6 Schematic diagram of relative motion of slipper pair and numerical dispersion of oil film sealing belt

根据式(13)可推得滑靴底面所在平面方程

$$x \sin \theta_y \cos \theta_x - y \sin \theta_x + (z - h_c) \cos \theta_x \cos \theta_y = 0 \quad (15)$$

油膜区域的 z 轴坐标值与油膜任意点厚度值相等, 解得圆柱坐标系下油膜厚度场为

$$h(r, \theta, t) = -r \cos \theta \tan \theta_y + r \sin \theta \frac{\tan \theta_x}{\cos \theta_y} + h_c \quad (16)$$

式中 x, y, z 分别为 X, Y, Z 轴坐标值, h_c 为油膜中心厚度(m); $h(r, \theta, t)$ 为油膜任意一点厚度(m)。

对式(16)求偏导, 得到任意一点的油膜厚度变化率为

$$\dot{h}(r, \theta, t) = \frac{\partial h(r, \theta, t)}{\partial t} = -r \cos \theta \dot{\theta}_y (\sec \theta_y)^2 + r \sin \theta \frac{\dot{\theta}_x \sec^2 \theta_x + \dot{\theta}_y \tan \theta_x \tan \theta_y}{\cos \theta_y} + \dot{h}_c \quad (17)$$

2.3 油膜压力场模型及滑靴力矩推导

假设油膜流体为层流, 根据雷诺方程可推导出圆柱坐标系下滑靴副油膜压力控制方程

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial p}{\partial r} \cdot \frac{h^3}{\mu} \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6 \left(v_{sr} \frac{\partial h}{\partial r} + v_{s\theta} \frac{\partial h}{\partial \theta} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (18)$$

如图 6 所示, 阀配流轴向柱塞泵通过斜盘旋转与滑靴底面产生相对运动, 图中 v_s 为油膜油液流速。

忽略滑靴自转, 油膜油液分流速为

$$\begin{cases} v_{sr} = \omega l_m \sin \gamma \\ v_{s\theta} = \omega l_m \cos \gamma \end{cases} \quad (19)$$

进一步推导得

$$\begin{cases} l_m = \sqrt{l_r^2 + r^2 - 2l_r r \cos\left(\frac{\pi}{2} + \theta\right)} \\ \gamma = \arccos \frac{r^2 + l_m^2 - l_r^2}{2rl_m} \end{cases} \quad (20)$$

基于油膜压力场,可推导油膜径向和周向切应力为

$$\begin{cases} \tau_r = \frac{\partial p}{\partial r} \cdot \frac{h}{2} + \mu \frac{v_{sr}}{h} \\ \tau_\theta = \frac{\partial p}{r \partial \theta} \cdot \frac{h}{2} + \mu \frac{v_{s\theta}}{h} \end{cases} \quad (21)$$

式中 μ 为油液动力黏度($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$); v_{sr} 和 $v_{s\theta}$ 分别为油液径向分流速和周向分流速(m/s); l_m 为滑靴表面任意一点与斜盘旋转中心的距离(m); l_r 斜盘旋转中心与滑靴底面中心之间的距离(m); γ 为油液流速和周向分流速之间的夹角; l_c 为滑靴底面中心到滑靴球铰中心的距离(m); τ_r 和 τ_θ 分别为

$$p_{i,j} = [a_{i+1,j}p_{i+1,j} + a_{i-1,j}p_{i-1,j} + a_{i,j-1}p_{i,j-1} + a_{i,j+1}p_{i,j+1} - 6v_{sr}r_{i,j}(h_{i+1,j} - h_{i-1,j})\Delta\theta/2 - 6v_{s\theta}(h_{i,j+1} - h_{i,j-1})r_{i,j}\Delta r/2 - 12r_{i,j}\Delta\theta\Delta r\dot{h}(r,\theta,t)]/a_{i,j} \quad (25)$$

其中

$$\begin{aligned} a_{i+1,j} &= \frac{r_{i+1,j}h_{i+1,j}^3\Delta\theta}{\mu\Delta r}, & a_{i-1,j} &= \frac{r_{i-1,j}h_{i-1,j}^3\Delta\theta}{\mu\Delta r}, \\ a_{i,j+1} &= \frac{r_{i,j+1}h_{i,j+1}^3\Delta\theta}{\mu\Delta r}, & a_{i,j-1} &= \frac{r_{i,j-1}h_{i,j-1}^3\Delta\theta}{\mu\Delta r}, \\ r_{i,j} &= r_{in} + (i-1)\frac{r_{out}-r_{in}}{n_r}, & \theta_{i,j} &= (j-1)\frac{2\pi}{n_\theta}, \\ a_{i,j} &= a_{i+1,j} + a_{i-1,j} + a_{i,j+1} + a_{i,j-1} \end{aligned}$$

式中 $a_{i,j}$ 、 $h_{i,j}$ 、 $r_{i,j}$ 分别为相应网格节点处的求解系数、厚度值、半径值; Δr 、 $\Delta\theta$ 分别为均匀网格节点间距半径和角度; n_r 和 n_θ 分别为网格径向和周向节点数。

液压油经过柱塞和滑靴阻尼孔存在压力损失,滑靴中心油室压力为

$$p_p = \frac{p_0 - 32\lambda\rho l Q_s^2}{\pi^2 d_l^5} \quad (26)$$

式中 λ 为沿程阻力系数; l 为柱塞阻尼孔长度(m); d_l 为阻尼孔直径(m); Q_s 为滑靴副泄漏流量(m^3/s)。

设置压力油膜边界值和厚度场初始值, p_{shell} 为壳体压力

$$p(r,0) = p(r,2\pi), p(r_{in},\theta) = p_p, \quad (27)$$

$$p(r_{out},\theta) = p_{shell}$$

$$(\theta_x, \theta_y, h_c)_{t=0} = (\theta_x, \theta_y, 8.4 \mu\text{m}) \quad (28)$$

油膜径向切应力和周向切应力(Pa)。

进一步可推得摩擦力矩

$$M_{fy} = l_c \int_0^{2\pi} \int_{r_{in}}^{r_{out}} \left[\tau_r \cos \theta - \tau_\theta \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right) \right] r dr d\theta \quad (22)$$

油膜压力场关于 X 、 Y 轴产生的油膜力矩为

$$M_x = \int_0^{2\pi} \int_{r_{in}}^{r_{out}} p \sin \theta r^2 dr d\theta \quad (23)$$

$$M_y = \int_0^{2\pi} \int_{r_{in}}^{r_{out}} p \cos \theta r^2 dr d\theta \quad (24)$$

3 耦合求解及结果分析

3.1 模型耦合数值求解

如图6所示,通过网格划分对滑靴副密封带油膜进行数值离散,分成一定密度的压力均匀区域。忽略油膜厚度方向上的压力变化,在极坐标系下对式(18)两端进行积分

滑靴副力和力矩平衡方程为

$$\begin{cases} F_1 = F_s + F_{p0} - \cos \alpha F_p(\dot{\theta}_x, \dot{\theta}_y, \dot{h}_c, t) - F_f - F_m = 0 \\ F_2 = M_x(\dot{\theta}_x, \dot{\theta}_y, \dot{h}_c, t) = 0 \\ F_3 = M_y(\dot{\theta}_x, \dot{\theta}_y, \dot{h}_c, t) + M_{fy}(\dot{\theta}_x, \dot{\theta}_y, \dot{h}_c, t) = 0 \end{cases} \quad (29)$$

以本文第2节中压力脉动工况模拟所得柱塞腔动态压力为程序求解的油膜动态边界值,首先用有限体积法迭代求解油膜压力控制方程,进而用牛顿迭代法求解受力平衡方程组(式(29)),得到油膜厚度场变化率。内循环结束得到厚度场变化率求解下一时刻油膜厚度场,并进行第二重外循环,外循环求解步长(Δt)设为 $1.0 \times 10^{-6} \text{ s}$,与工况模拟中数据采样频率一致,最终求解得到阀配流压力脉动扰动下的滑靴副润滑油膜动态特性。模型利用MATLAB编程求解,耦合求解流程如图7所示,图中 ε 表示模型求解迭代精度,求解时间范围 $t=0 \sim t_{\max}$ 。

3.2 柱塞运动频率对油膜润滑特性的影响

程序输入的柱塞腔压力值以压力开始升高的时刻作为每个柱塞腔压力变化周期的起点, $\varphi=0^\circ \sim 180^\circ$ 为高压排油区, $\varphi=180^\circ \sim 360^\circ$ 为低压吸油区。图8所示为不同柱塞运动频率下的滑靴副油膜特性。

图8(a)为倾覆角动态特性,倾覆角 θ_x 远小

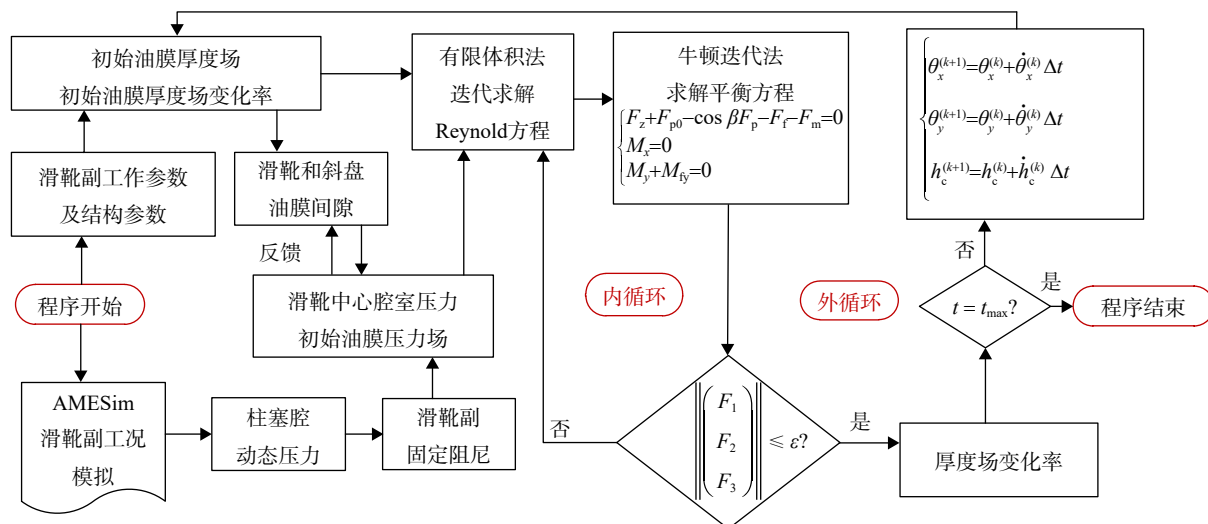


图7 阀配流轴向柱塞泵滑靴副润滑油膜耦合求解流程

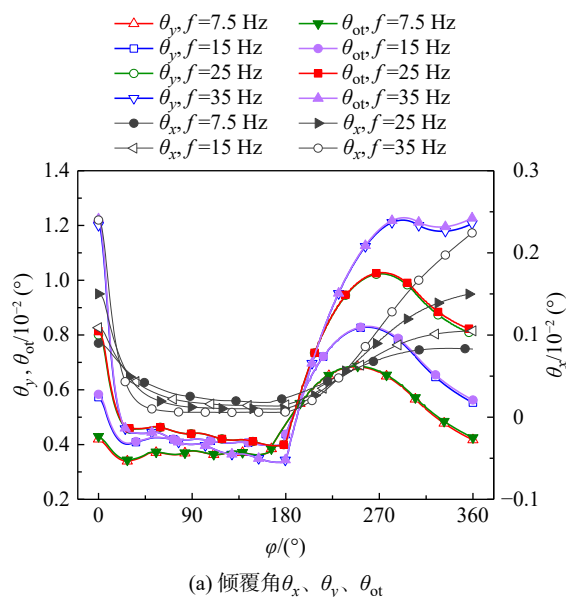
Fig. 7 Solution flow of lubricating oil film coupling of slipper pair of axial piston pump with valve distribution

于倾覆角 θ_y ,且滑靴实际倾覆角 θ_{ot} 与 θ_y 在数值上非常接近,即滑靴主要关于Y轴发生倾覆,其倾覆方向为摩擦力矩作用的X轴方向,而倾覆角 θ_x 主要由油膜压力分布不均及动压效应造成,计算结果符合阀配流滑靴副倾覆特点,与理论模型一致。高压区滑靴倾覆角大于低压区滑靴倾覆角,且高压区倾覆角变化平稳,只受柱塞腔内压力脉动影响发生波动,而低压区倾覆角呈现先增大后减小的趋势。这是因为高压区油膜压力值大,滑靴受惯性力影响较小,且滑靴倾覆较小角度就能产生足够的动压效应来抵抗摩擦力矩,而低压区油膜压力值小,滑靴需要产生更大的倾覆角度才能形成所需要的平衡力矩,同时在滑靴惯性力作用下,倾覆角呈现先增大后减小的趋势。

图8(b)为油膜中心膜厚动态特性,在柱塞高压排油行程,油膜中心厚度不断减小,在柱塞低压吸油行程,油膜中心厚度不断增大,这是由于柱塞在高压区和低压区轴向受力变化导致的,在高压区油膜厚度不断减小以此来抵抗柱塞腔高压压迫。

图8(c)和图8(d)分别为高压区和低压区油膜压力动态特性,在高压区和低压区X轴方向上油膜径向压力(p_x)的变化幅度大于Y轴方向上油膜径向压力(p_y)的变化幅度,这是因为在X轴方向上受摩擦力矩影响产生的动压效应明显比Y轴方向上强。在低压区油膜压力值小,X轴方向上油膜径向压力(p_x)甚至出现局部负压(相对压力)才能抵抗摩擦力矩。

综合以上分析,结合图8可知随着柱塞运动频率增大,滑靴倾覆角(θ_x 、 θ_y 、 θ_{ot})和中心油膜厚度增大。这是因为滑靴副所受摩擦力矩随之增大以及柱塞滑靴组件运动惯性力增大导致滑靴副所受冲击增强,从而导致倾覆角增大。柱塞运动频率增大有利于滑靴副压力润滑油膜的形成,增强动压效应,故而会减弱油膜平均受挤压强度,使得中心油膜厚度增大,从而滑靴不易发生倾覆偏磨。此外,由于柱塞腔压力脉动增大会使倾覆角度值波动增大,降低滑靴副稳定性。柱塞运动频率越大,低压区油膜压力变化幅度越大,负压值越大,动压效应越强。高压区油膜压力变化受运动频率影响较小。

(a) 倾覆角 θ_x 、 θ_y 、 θ_{ot}

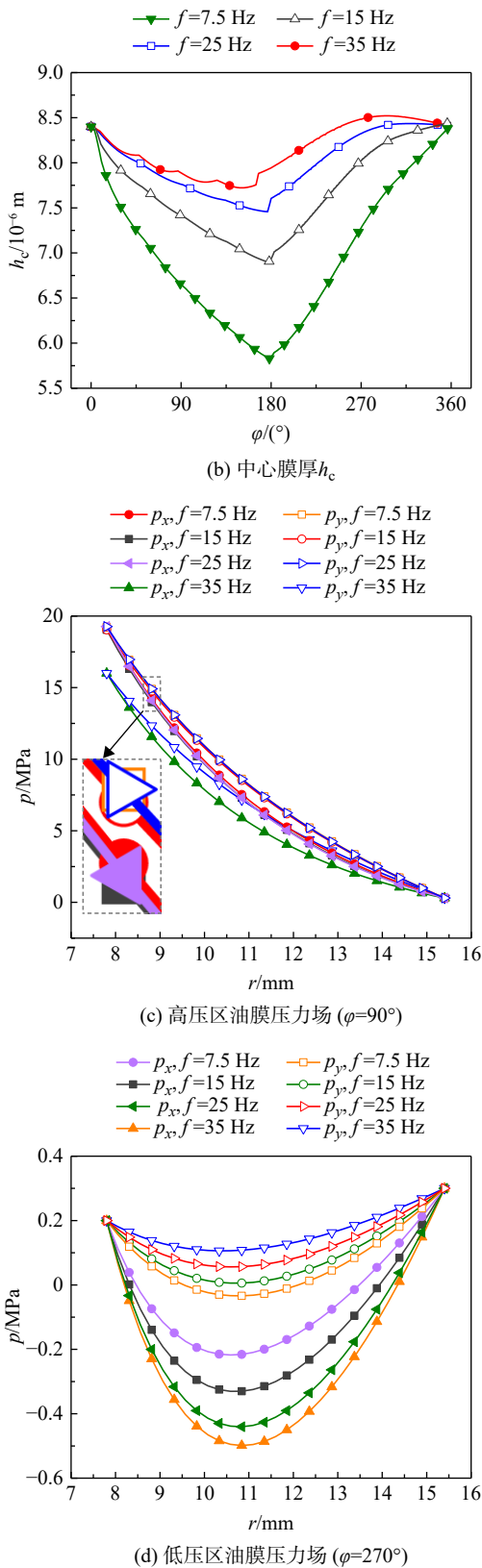


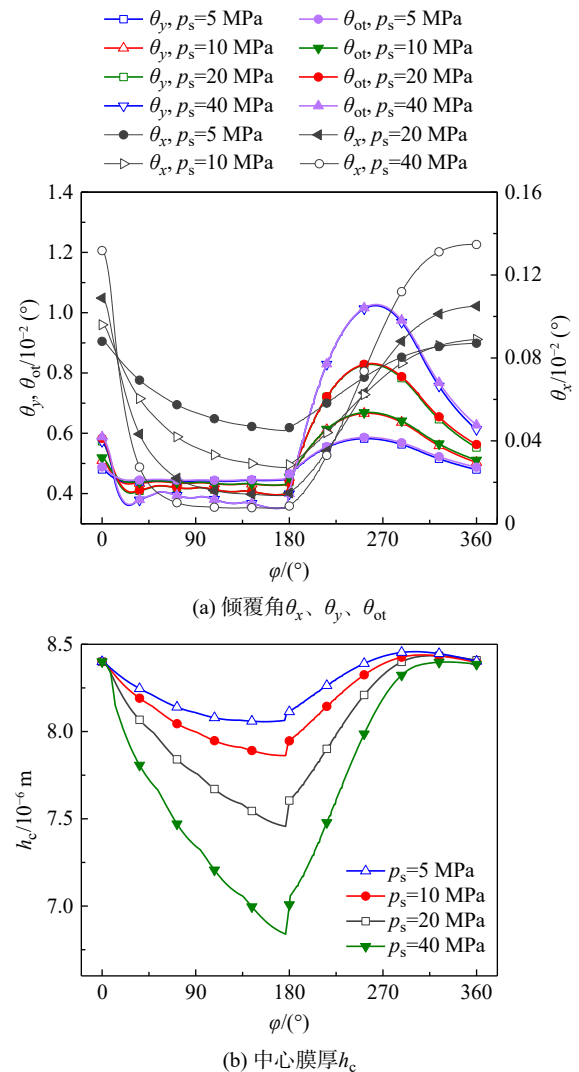
图8 不同柱塞运动频率下的滑靴副油膜特性

Fig. 8 Oil film characteristics of slipper pair under different piston motion frequencies

3.3 系统负载对油膜润滑特性的影响

图9为不同系统负载下的滑靴副油膜特性。

图9(a)为倾覆角动态特性,在高压区,系统负载越大,滑靴倾覆角(θ_x 、 θ_y 、 θ_{ot})越小,因为油膜边界压力值越高其产生的动压效应越强,滑靴倾覆较小角度就能抵抗摩擦力矩。但在低压区,当系统负载越大,油膜压力值在高压排油区到低压吸油区过渡期压力值发生突变幅度越大,压力骤降使油膜动压承载失衡,导致滑靴倾覆角越大,随着油膜压力值趋于稳定状态,且滑靴运动组件惯性力反向增大,倾覆角迅速增大后又降低至变化周期的初始值。图9(b)为油膜中心膜厚动态特性,随着系统负载增大,滑靴副受到更大的挤压强度,中心膜厚降低,低压区后期受惯性力影响中心膜厚趋于稳定或减小。图9(c)、图8(d)为油膜压力场特性,负载越大,高压区油膜密封带内外边界压力值相差越大,同时压力变化幅度及油膜X轴和Y轴方向压差越大。在低压区,为了形成足够的动压效应来抵抗摩擦力矩,当负载增大导致滑靴倾覆角增大,进而导致X轴和Y轴方向压力变化幅度增大,X轴负压值增大。



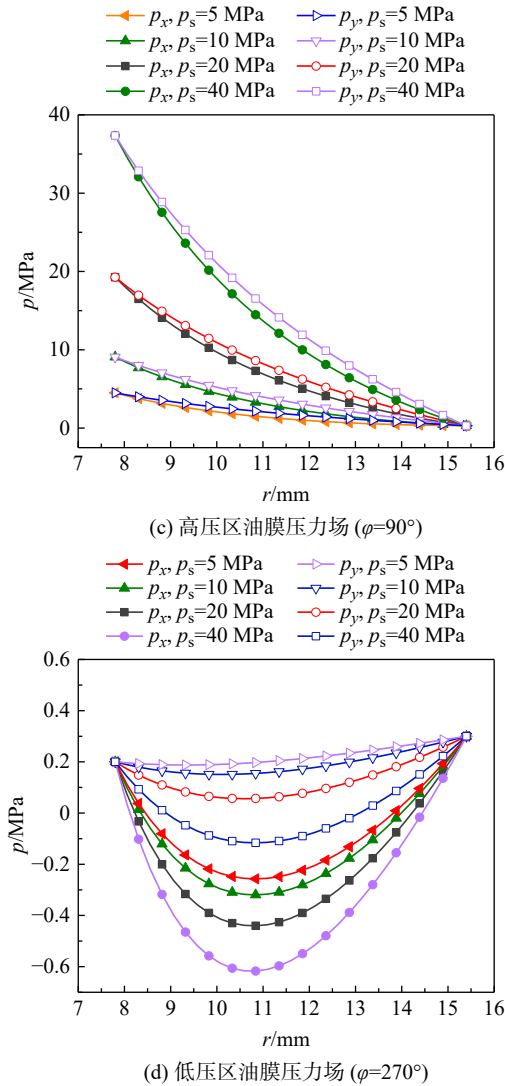


图9 不同系统负载下的滑靴副油膜特性

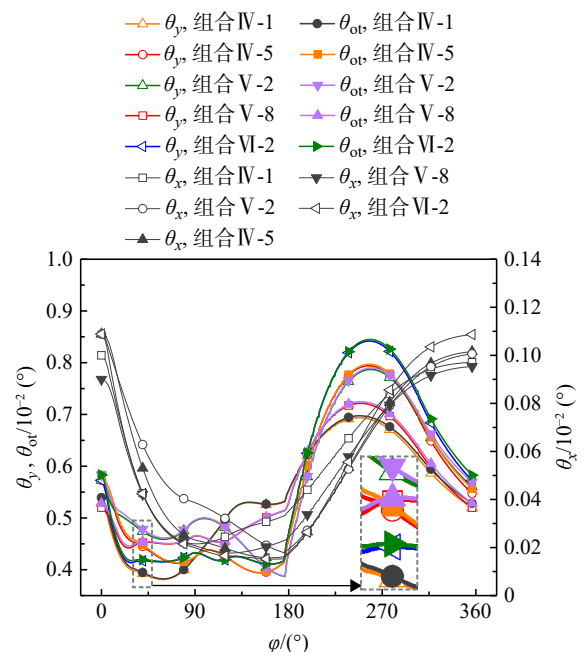
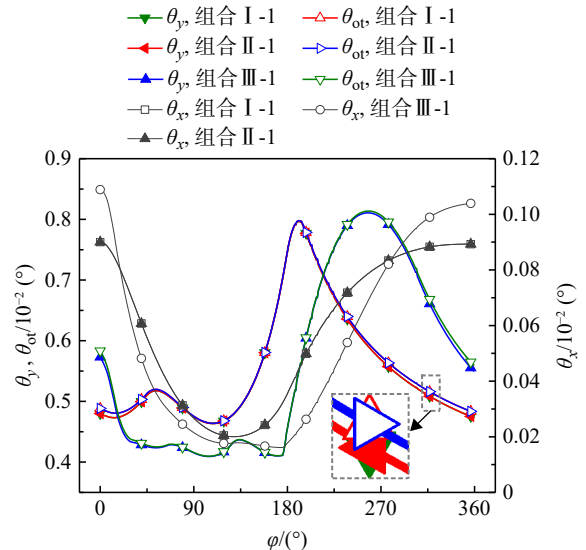
Fig. 9 Oil film characteristics of slipper pair under different system loads

3.4 分级定流量对油膜润滑特性的影响

图10为不同柱塞组合供流下的滑靴副倾覆角动态特性。倾覆角 θ_y 和 θ_{ot} 变化特性差异较大,其中组合I-1倾覆角特性曲线在柱塞排油行程到吸油行程的过渡期出现尖峰,组合IV-1、组合V-2、组合VII-3、组合VII-6、组合VII-9、组合VIII-3以及组合VIII-8在高压区倾覆角不再稳定在较小值,滑靴副稳定性较差。不同分级定流量对倾覆角 θ_x 的影响较小,表明柱塞腔压力不规则变化对油膜压力分布均匀度影响较小。

图11为不同柱塞组合供流下的油膜中心膜厚(h_c)动态特性。不同组合供流对油膜中心膜厚影响较大,其中组合III-1、组合IV-5、组合VI-2以及组合VIII-6和组合VIII-8在柱塞排油区到吸油区的过渡期,中心膜厚小,倾覆角度大,增大了滑靴发生偏磨磨损的可能性。

对图10和图11数据进行进一步分析,如图12所示为不同柱塞组合供流下低压区倾覆角最大值($\theta_{\max}$)及中心膜厚最小值($h_{c(\min)}$)的变化趋势。对于多柱塞组合供流,发现每种组合下倾覆角最大值($\theta_{\max}$)较大及中心膜厚最小值($h_{c(\min)}$)较小的滑靴副均为同一滑靴副,并将其定义为危险滑靴副(slippers in danger),即相比于同组合下的其他滑靴副更易发生偏磨。对于危险滑靴副,当柱塞数小于等于3时,组合I和组合II下 $\theta_{\max}$ 和 $h_{c(\min)}$ 均较大,不易倾覆,而组合III下的 $h_{c(\min)}$ 明显减小,增大倾覆危险性。当柱塞数大于3时,呈现偶数时 $\theta_{\max}$ 较大而 $h_{c(\min)}$ 较小,奇数时 $\theta_{\max}$ 较小而 $h_{c(\min)}$ 较大的规律,即奇数柱塞组合时滑靴副更稳定,不易发生倾覆,而偶数柱塞组合时滑靴易发生倾覆偏磨。



(b) 组合IV、组合V、组合VI

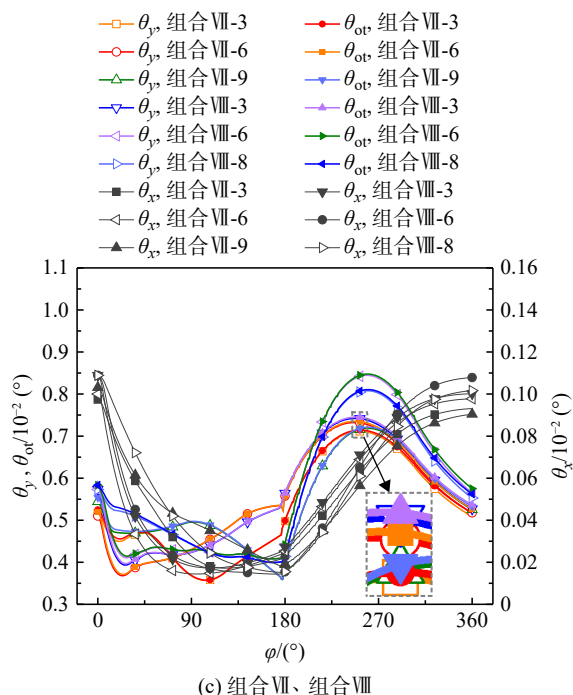


图 10 不同柱塞组合供流下的滑靴副倾覆角 θ_x 、 θ_y 、 θ_{ot}
Fig. 10 Overturning angle of slipper pair under different piston combination supply θ_x 、 θ_y 、 θ_{ot}

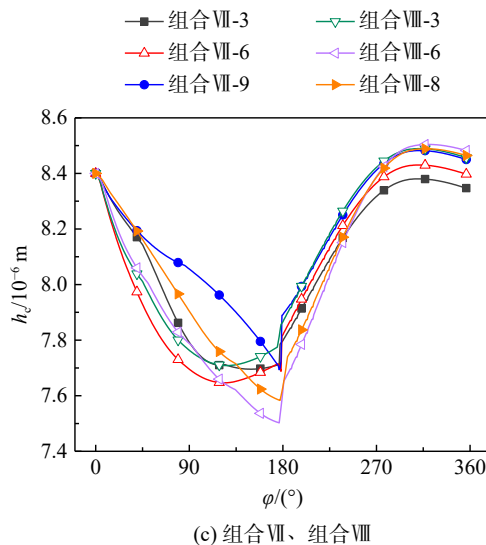
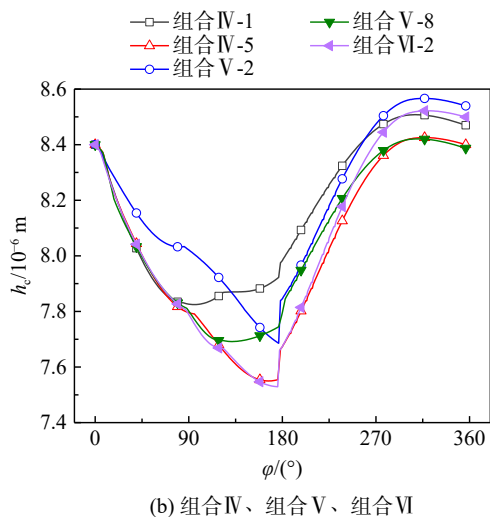
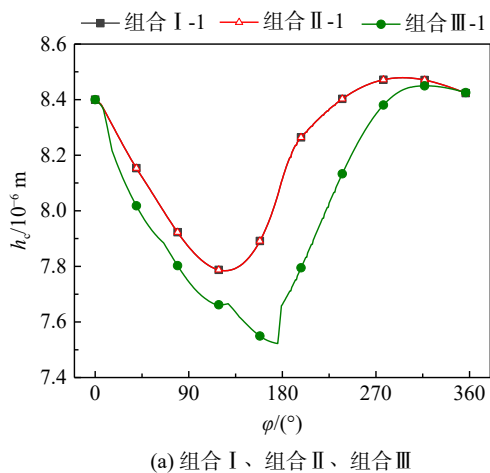


图 11 不同柱塞组合供流下的油膜中心膜厚
Fig. 11 Central film thickness of oil film under different piston combination supply

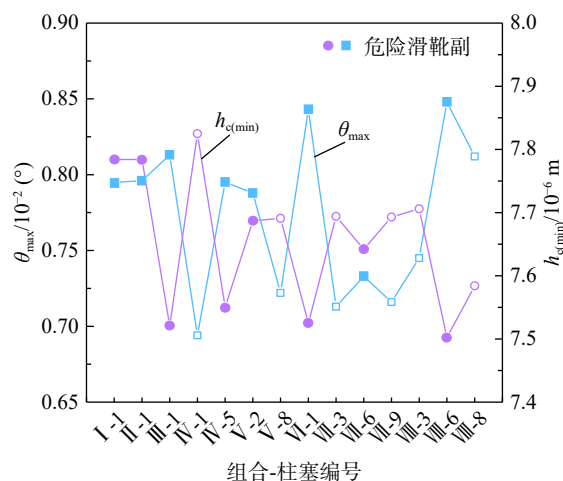
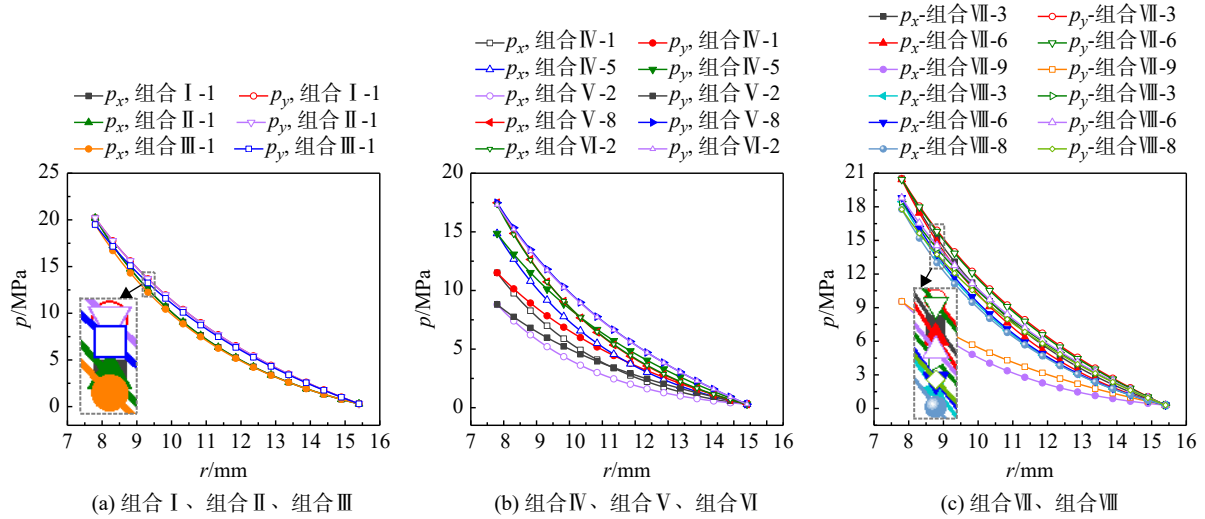
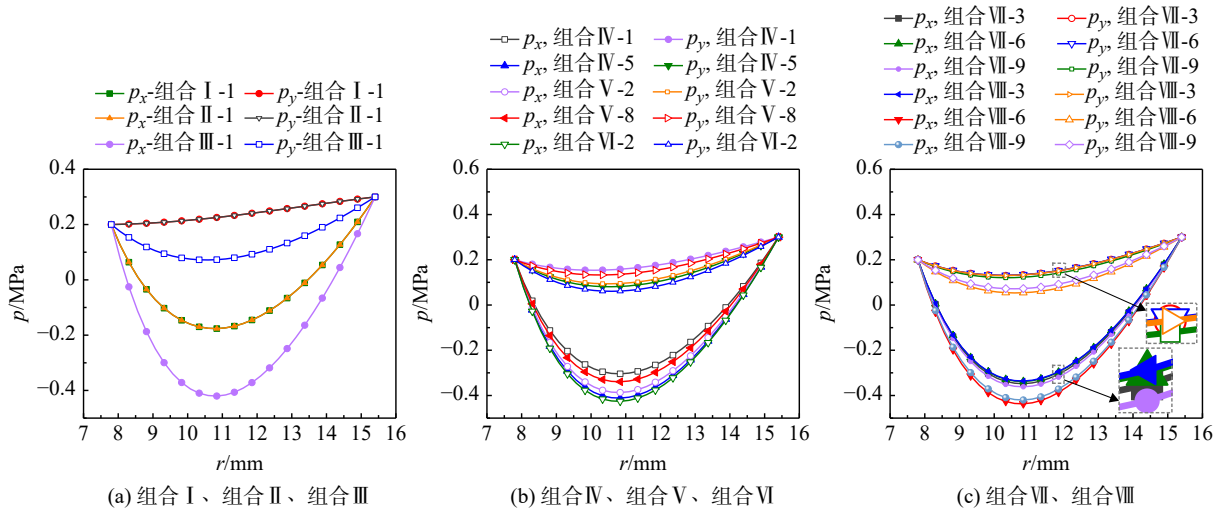


图 12 低压区 $\theta_{\max}$ 和 $h_{c(\min)}$
Fig. 12 $\theta_{\max}$ and $h_{c(\min)}$ in low pressure area

图 13 为不同柱塞组合供流下的高压区油膜压力场。密封带内边缘压力值不同是因为受柱塞腔压力脉动影响, X 轴方向压力变化幅度均比 Y 轴方向变化幅度大, 倾覆角越大对应高压区压力变化幅度增大。

图 14 为不同柱塞组合供流下的低压区油膜压力场。组合 I 和组合 II 压力场基本一致, 不同柱塞组合供流下的滑靴副倾覆角增大对应低压区压力变化幅度增大, 低压区负压值增大, 易导致滑靴密封面油膜发生空化现象, 由于滑靴表面受到高低压持续冲击, 空化现象会破坏滑靴表面。

图 13 不同柱塞组合供流下的高压区油膜压力场($\varphi=90^\circ$)Fig. 13 Oil film pressure field in high pressure zone under different piston combination supply ($\varphi=90^\circ$)图 14 不同柱塞组合供流下的低压区油膜压力场($\varphi=270^\circ$)Fig. 14 Oil film pressure field in low pressure zone under different piston combination supply ($\varphi=270^\circ$)

4 验证与讨论

如图 15 和图 16 所示, 将本文柱塞运动频率为 25 Hz 和 7.5 Hz 时的极坐标系压力场转化为物体坐标系, 得到高压排油区和低压吸油区的油膜

压力场三维分布图, 并将其与美国普渡大学 Ivantysynova 团队的相关研究结果^[24-25]进行比较分析, 图 15 中 p 为油膜任意一点压力, x_g 、 y_g 分别表示 X 轴和 Y 轴坐标值。Ivantysynova 团队关于轴向柱塞泵滑靴副的研究结果已经得到实验验证,

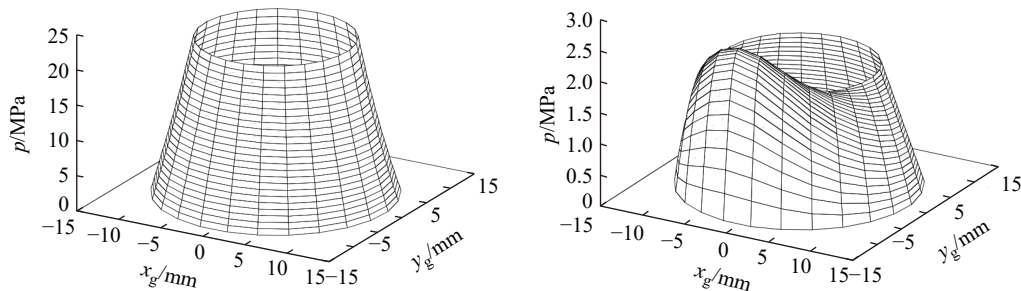


图 15 Ivantysynova 团队油膜压力场分布

Fig. 15 Distribution of oil film pressure field of Ivantysynova team

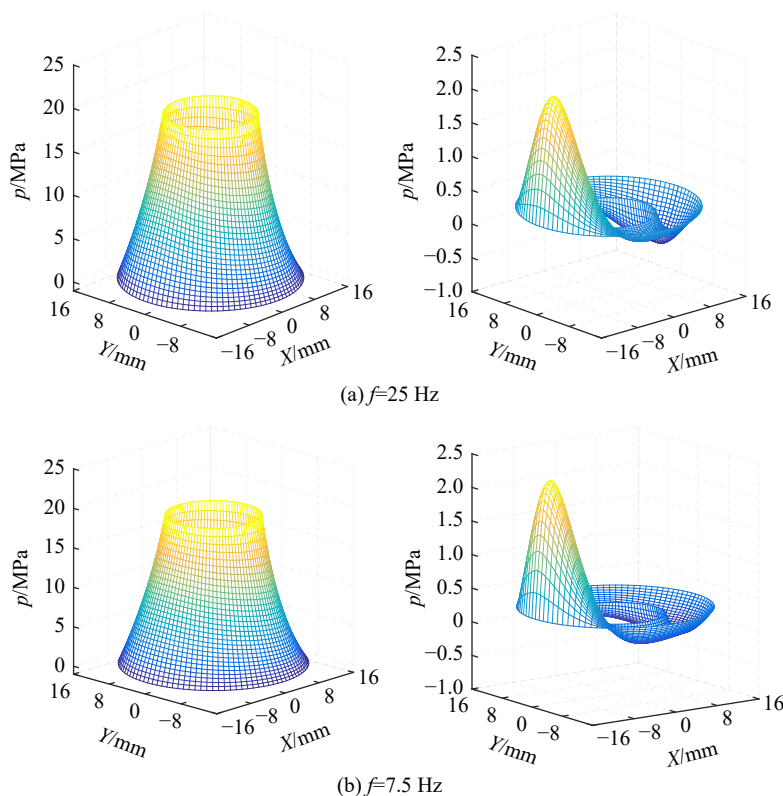


图 16 本文计算所得油膜压力场分布

Fig. 16 Distribution of oil film pressure field calculated in this paper

获得广泛认可。

可以看出,相对于端面配流轴向柱塞泵,阀配流滑靴副不受离心力矩影响而主要受摩擦力矩影响,在高压区,端面配流和阀配流油膜压力场整体分布均匀,而阀配流油膜压力场在 X 轴方向的变化趋势有一定差异。在低压区,由于压力低,这种现象更为明显,滑靴倾覆角增大,导致油膜压力分布不均,端面配流油膜压力场分布图出现局部凸起,而阀配流油膜压力场分布图在 X 轴负方向出现凸起,正方向上出现负压(相对压力)现象,这是因为阀配流滑靴副所受摩擦力矩只作用在 X 轴方向,油膜压力分布不均集中体现在 X 轴方向上。由图 15 和图 16 可知,本文计算所得的油膜压力场与 Ivantysynova 团队油膜压力场变化趋势基本一致。

5 结 论

本文采用仿真模拟及数值解析耦合求解的方式求解并分析了阀配流压力脉动扰动下的滑靴副动态润滑特性,并将最终结果与其他研究团队相关结论进行比较分析,得到以下结论:

1) 阀配流滑靴副受摩擦力矩影响,主要关于 Y 轴发生倾覆,倾覆角在高压排油区稳定在较小

值,在低压吸油区先增大后减小至初值,中心油膜厚度在高压区不断减小并在低压区不断增大,使得滑靴在高压区到低压区的过渡期及低压区更易发生偏磨磨损。油膜压力分布不均集中体现在 X 轴方向。所建立的阀配流轴向柱塞泵滑靴副工况模拟和数值解析耦合求解模型,能够对多工况、多因素影响下的阀配流滑靴副润滑特性进行全面地数值仿真和分析。

2) 柱塞运动频率增大会导致滑靴倾覆角增大,同时增强配流阀滞后性,增大柱塞腔压力脉动。此外油膜动压效应随之增强,导致油膜中心膜厚增大及低压区油膜压力变化幅度明显增大,降低滑靴发生偏磨的危险性;同时滑靴倾覆角波动增大,滑靴副稳定性降低。

3) 随着系统负载增大,会给吸液阀开启造成阻碍,同时油膜密封带边界压力值及压力脉动增大。系统负载越大,高压区滑靴倾覆角越小,而低压区滑靴倾覆角越大,同时中心膜厚随之减小;为了形成足够的动压效应来抵抗摩擦力矩,负载增大导致 X 轴和 Y 轴方向压力变化幅度增大。

4) 不同分级定流量不会造成配流阀启闭滞后,但高压区腔内压力不再稳定而是会产生不规则突变。对于各组合下的危险滑靴副,当柱塞数 $\leq$

3 时, 组合 I 和组合 II 滑靴不易倾覆, 组合 III 滑靴倾覆危险性增大。当柱塞数 >3 时, 呈现奇数柱塞组合时滑靴不易发生倾覆, 而偶数柱塞组合时滑靴易发生倾覆磨损的规律。滑靴倾覆角增大对应高低压区压力变化幅度增大, 易造成空化现象破坏滑靴表面。

参考文献:

- [1] ZHAO Kaiping, HE Tao, WANG Chuanli, et al. Lubrication characteristics analysis of slipper pair of digital valve distribution axial piston pump[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2022, 14(3): 2049-2063.
- [2] GUO Tong, ZHAO Shengdun, YU Yanghuiwen, et al. Design and theoretical analysis of a sliding valve distribution radial piston pump [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2016, 30(1): 327-335.
- [3] 吴小锋, 何亚峰, 黄志荣, 等. 轴向柱塞泵多学科融合建模与集成优化[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(5): 1245-1255.
WU Xiaofeng, HE Yafeng, HUANG Zhirong, et al. Multidisciplinary modeling and integrated optimization of axial piston pump [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2018, 33(5): 1245-1255. (in Chinese)
- [4] 闻德生, 吕世君, 闻佳. 新型液压传动[M]. 北京: 化学工业出版社, 2016.
- [5] 江辉军, 张军禹, 周小锴, 等. 航空液压泵脉动压力的解析表达与级数展开[J]. *航空动力学报*, 2023, 38(1): 197-205.
JIANG Huijun, ZHANG Junyu, ZHOU Xiaokai, et al. Analytic expression and series expansion of pulsation pressures of aviation hydraulic pumps[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2023, 38(1): 197-205. (in Chinese)
- [6] QIAN Pengcheng, JI Zengqi, ZHU Bihai. Research on the dynamics and variable characteristics of a double-swash-plate hydraulic axial piston pump with port valves[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2019, 141(1): 1-18.
- [7] 王倩因. 轴向柱塞泵滑靴副油膜特性的基础研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2018.
WANG Qiannan. Research on oil film characteristics of slipper pair in axial piston pump[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2018. (in Chinese)
- [8] 何必海, 孙健国, 叶志锋. 燃油柱塞泵滑靴副和配流副油膜计算研究[J]. *航空动力学报*, 2010, 25(6): 1437-1442.
HE Bihai, SUN Jianguo, YE Zhifeng. Calculation and analysis of film thickness for slipper pair and valve plate pair in fuel piston pump[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(6): 1437-1442. (in Chinese)
- [9] CHEN Juan, MA Jiming, LI Jia, et al. Performance optimization of grooved slippers for aero hydraulic pumps[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2016, 29(3): 814-823.
- [10] 徐佩佩, 叶志锋, 王彬. 航空燃油柱塞泵滑靴油膜的多目标优化设计[J]. *航空动力学报*, 2014, 29(8): 1981-1986.
XU Peipei, YE Zhifeng, WANG Bin. Multi-objective optimization design of slipper film in aero-engine fuel piston pump[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(8): 1981-1986. (in Chinese)
- [11] SCHENK A, IVANTYSYNOVA M. A transient thermoelastohydrodynamic lubrication model for the slipper/swashplate in axial piston machines[J]. *Journal of Tribology*, 2015, 137(3): 031701.1-031701.10.
- [12] SCHENK A. Predicting lubrication performance between the slipper and swashplate in axial piston hydraulic machines[D]. West Lafayette: Purdue University, 2014.
- [13] SPENCER N A. Design and development of a novel test method to measure the slipper/swashplate interface fluid film in a positive displacement machine[D]. West Lafayette: Purdue University, 2014.
- [14] TOSHIHARU K. Thermohydrodynamic lubrication model applicable to a slipper of swashplate type axial piston pumps and motors (effects of operating conditions)[J]. *Tribology Online*, 2010, 5(5): 250-254.
- [15] BERGADA J M, KUMAR S, DAVIES D L, et al. A complete analysis of xial piston pump leakage and output flow ripples[J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2012, 36(4): 1731-1751.
- [16] BERGADA J M, HAYNES J M, WATTON J. Leakage and groove pressure of an axial piston pump slipper with multiple lands[J]. *Tribology Transactions*, 2008, 51(4): 469-482.
- [17] RICHARDSON D, SADEGHI F, RICHARD G R, 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.
- [18] HARRIS R M, EDGE K A, TILLEY D G. Predicting the behavior of slippers in swashplate-type axial piston pumps[J]. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 1996, 118(1): 41-47.
- [19] XU Bing, WANG Qiannan, ZHANG Junhui. Effect of case drain pressure on slipper/swashplate pair within axial piston pump[J]. *Journal of Zhejiang University-Science A: Applied Physics & Engineering*, 2015, 16(12): 1001-1014.
- [20] 徐兵, 李迎兵, 张斌, 等. 轴向柱塞泵滑靴副倾覆现象数值分析[J]. *机械工程学报*, 2010, 46(20): 161-168.
XU Bing, LI Yingbing, ZHANG Bin, et al. Numerical simulation of overturning phenomenon of axial piston pump slipper pair[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(20): 161-168. (in Chinese)
- [21] 胡纪滨, 赵红梅, 荆崇波. 轴向柱塞泵滑靴副动压承载特性研究[J]. *北京理工大学学报*, 2018, 38(3): 229-234.
HU Jibin, ZHAO Hongmei, JING Chongbo. Hydrodynamic lubrication characteristics of slipper/swash plate pair in axial piston pumps-theory and experiment[J]. *Transactions of Beijing Institute of Technology*, 2018, 38(3): 229-234. (in Chinese)
- [22] 汤何胜, 阎耀保, 李晶. 轴向柱塞泵滑靴副的热结构耦合特性[J]. *航空动力学报*, 2016, 31(8): 1913-1920.
TANG Hesheng, YIN Yaobao, LI Jing. Thermal-structural coupling characteristics of axial piston pump slipper pair[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(8): 1913-1920. (in Chinese)
- [23] TANG Hesheng, REN Yan, XIANG Jiawei. Fully-coupled thermo-mechanical analysis for sliding contact between textured slipper and swashplate in axial piston pump[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 163(12): 120521.1-120521.15.
- [24] WIECZOREK U, IVANTYSYNOVA M. Computer aided optimization of bearing and sealing gaps in hydrostatic machines-the simulation tool CASPAR[J]. *International Journal of Fluid Power*, 2014, 3(1): 7-20.
- [25] ZECCHI M. A novel fluid structure interaction and thermal model to predict the cylinder block/valve plate interface performance in swash plate type axial piston machines[D]. West Lafayette: Purdue University, 2013.

(编辑: 张 雪)