

大排量柱塞泵滑靴副摩擦学性能研究

贾连辉¹, 张良², 徐莉萍^{2*}, 许顺海¹, 李泽魁¹, 李东林², 李健²

(1. 中铁工程装备集团有限公司, 郑州 450001;

2. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003)

摘要: **目的** 探究大排量柱塞泵滑靴副因底面尺寸大的特点所产生的不同于常规柱塞泵滑靴副的摩擦学性能。**方法** 首先, 在考虑大底面滑靴高速旋转时形成线速度差的基础上, 结合热楔效应以及热传导关系, 建立一种在剩余压紧力状态下大排量柱塞泵滑靴副摩擦力的数学模型。其次, 仿真分析柱塞腔压力、主轴转速以及油液温度对滑靴副摩擦力的影响。最后, 搭建滑靴副摩擦力测试装置, 并测量滑靴副所受摩擦力, 验证所建立的滑靴副摩擦力数学模型的准确性。**结果** 滑靴副的总摩擦力由黏性摩擦力和犁沟力 2 部分组成。随着转速的升高, 滑靴副的总摩擦力会降低, 犁沟力的占比逐渐增大, 当转速由 800 r/min 上升至 1 800 r/min 时, 犁沟力所占比例由 3.4% 上升至 11.9%。随着压力的升高, 滑靴副的总摩擦力上升, 犁沟力所占比例增大, 当压力由 3 MPa 上升至 9 MPa 时, 犁沟力所占比例由 0% 上升至 21.5%。随着油液温度的升高, 滑靴副的总摩擦力上升, 犁沟力所占比例增大, 当油温由 25 °C 上升至 55 °C 时, 犁沟力所占比例由 4.0% 上升至 17.1%。**结论** 研究揭示了黏性摩擦力在滑靴副所受摩擦力中的主导作用和犁沟力对摩擦力变化趋势的影响作用, 仿真和试验结果的一致性表明所建立的数学模型能够准确描述大排量柱塞泵滑靴副摩擦力影响因素和变化规律。

关键词: 大排量柱塞泵; 滑靴副; 大底面; 线速度差; 摩擦力

中图分类号: TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3660(2023)11-0248-10

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2023.11.019

Friction Characteristics of Slipper Pair of Large Displacement Piston Pump

JIA Lian-hui¹, ZHANG Liang², XU Li-ping^{2*}, XU Shun-hai¹, LI Ze-kui¹, LI Dong-lin², LI Jian²

(1. China Railway Engineering Equipment Group Co., Ltd., Henan Zhengzhou 450001, China;

2. School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Henan Luoyang 471003, China)

ABSTRACT: As the most complex friction pair in the movement mechanism and working condition of large displacement piston pump (LDPP), the friction characteristics of the slipper pair have an important impact on the overall performance of the LDPP. Therefore, the research on the friction characteristics of slipper pair of LDPP has become a hot and difficult issue in the industry. Many experts and scholars have conducted in-depth research on the friction related

收稿日期: 2022-10-18; 修订日期: 2023-03-09

Received: 2022-10-18; Revised: 2023-03-09

基金项目: 国家重点研发计划 (2020YFB2007104); 国家自然科学基金项目 (52105054); 河南省重点研发与推广专项 (222102220012)

Fund: National Key R&D Program (020YFB2007104); The National Natural Science Foundation of China (52105054); Key R&D and Promotion Project of Henan Province (222102220012)

引文格式: 贾连辉, 张良, 徐莉萍, 等. 大排量柱塞泵滑靴副摩擦学性能研究[J]. 表面技术, 2023, 52(11): 248-257.

JIA Lian-hui, ZHANG Liang, XU Li-ping, et al. Friction Characteristics of Slipper Pair of Large Displacement Piston Pump[J]. Surface Technology, 2023, 52(11): 248-257.

*通信作者 (Corresponding author)

characteristics of slipper pair. However, due to the test conditions, the research on the friction and wear of slipper pair mainly focuses on the torque loss and power loss caused by the friction of slipper pair of small and medium displacement piston pumps. The slipper pair of LDPP has a large area at the bottom of the slipper, so when the slipper rotates at a high speed, a linear velocity difference will be formed between the inner and outer positions of the slipper pair relative to the center of the swashplate. The cause and change rule of the friction of the slipper pair are different from those of the slipper pair of the small and medium displacement piston pump, while the generation and change rule of the friction of the slipper pair of the relevant LDPP are still lack of systematic analysis.

In this work, with the slipper pair of LDPP as the research object, considering the linear velocity difference caused by high-speed rotation of large bottom slippers and combined with the thermal wedge effect and heat conduction relationship, a mathematical model of friction force of slipper pair of LDPP under the condition of residual compression force was established. Secondly, the factors affecting the friction force of slipper pair were analysed and simulated from three aspects: the pressure of piston cavity, the speed of spindle and the oil temperature at the inlet. Finally, a test device was built to measure the friction force on the slipper pair, and the accuracy of the friction mathematical model was verified. The total friction of the slipper pair consisted of viscous friction and furrow force. With the increase of the rotational speed, the total friction of the slipper pair decreased and the proportion of the furrow force gradually increased. When the rotational speed increased from 800 r/min to 1 800 r/min, the proportion of the furrow force increased from 3.4% to 11.9%. With the increase of the pressure, the total friction of the slipper pair rose, and the proportion of the furrow force increased. When the pressure rose from 3 MPa to 9 MPa, the proportion of the furrow force increased from 0% to 21.5%. With the increase of oil temperature, the total friction of the slipper pair rose, and the proportion of furrow force increased. When the oil temperature rose from 25 °C to 55 °C, the proportion of furrow force increased from 4.0% to 17.1%.

In summary, the research reveals the dominant role of viscous friction in the friction of slipper pair and the effect of furrow force on the trend of friction force change. The consistency between simulation and test results shows that the mathematical model established can accurately describe the factors affecting the friction of slipper pair of LDPP and the law of change.

KEY WORDS: large displacement piston pump; slipper pair; large bottom; linear velocity difference; friction force

液压系统作为工程机械、矿山设备等大型机械装备的核心组成部分,呈现出高压、大流量、高可靠性的发展趋势。柱塞泵因其适用于高压、大流量的特点,成为了现代大型液压系统中应用最为广泛的液压动力元件。滑靴副作为大排量柱塞泵中运动机理和工作状况最为复杂的摩擦副,是柱塞泵摩擦副中最容易受到损伤的部位,滑靴副的摩擦特性对大排量柱塞泵的整体性能有着重要的影响。因此,对大排量柱塞泵滑靴副摩擦特性的研究成为了业内的热点和难点问题。

针对滑靴副摩擦相关特性已有多位专家和学者进行了深入的研究。Jeong 等^[1]详细分析了滑靴副的运动学关系,推导得出了滑靴副平均转矩损失的理论计算公式。Kazama 等^[2]通过理论上对滑靴副的润滑特性进行分析,推导得出了滑靴副摩擦转矩损失的基本方程。Lin 等^[3]提出并建立了滑靴副摩擦动力学理论模型,阐述了泵的转速与负载压力及油液黏度对滑靴动力学行为的影响。Kumar 等^[4]研究了滑靴副的泄漏损失及黏性摩擦损失与泵的运行工况之间的关系。Xu 等^[5-6]研究了滑靴副摩擦损失的计算方法,讨论了滑靴副的摩擦损失与泵的转速、斜盘倾角、弹簧力及压力因素的映射关系。Canbulut 等^[7]通过理论与实验相结合的方式,对轴向柱塞泵滑靴副摩擦功率损失进

行了研究,根据实验数据构建了一个 3 层的人工神经网络对滑靴副的功率损失进行预测。申儒林等^[8-9]对轴向柱塞泵滑靴副的摩擦特性进行了研究,分析对比了不同负载压力和主轴转速对油膜厚度和功率损失的影响。马纪明等^[10-12]提出了一种弹性流体动力润滑磨损模型,以滑靴副的油膜动态特性为研究基础,揭示了滑靴副摩擦磨损过程中内在因素的影响规律。汤何胜等^[13-14]系统研究了滑靴副间隙泄漏与摩擦转矩的影响因素,探究了在不同柱塞腔压力、缸体转速和滑靴重心与球窝中心所组成的离心力臂作用下,滑靴副间隙泄漏以及摩擦转矩的变化过程。孙毅等^[15]针对剩余压紧力条件下滑靴副的油膜特性及功耗进行了研究,分析了负载和转速变化对滑靴功耗的影响。杨森^[16]通过有限差分法对油膜压力控制方程进行了求解,对轴向柱塞泵滑靴副的油膜摩擦特性进行了分析。很多学者已经对滑靴副摩擦特性进行了大量研究,但受制于试验条件的原因,对于滑靴副摩擦磨损的研究主要集中在中小排量柱塞泵滑靴副摩擦造成的转矩损失和功率损失两方面。大排量柱塞泵滑靴副因滑靴底面积大,在高速旋转时,滑靴在相对斜盘中心的内外侧位置会形成线速度差,导致滑靴副摩擦力的产生原因以及变化规律区别于中小排量柱塞泵滑

靴副,而相关大排量柱塞泵滑靴副摩擦力的产生以及变化的规律尚缺乏系统分析。

本文以大排量柱塞泵滑靴副为研究对象,在考虑大底面滑靴高速旋转时于相对斜盘中心的内外侧位置形成线速度差的基础上,结合热楔效应以及热传导关系,建立有关大排量柱塞泵滑靴副摩擦力特性的数学模型,分析柱塞腔压力、主轴转速和油液温度对滑靴副摩擦力的影响,为大排量柱塞泵滑靴副的减摩设计提供理论基础。

1 大排量柱塞泵滑靴副摩擦力建模

盾构主驱动泵是大排量柱塞泵的典型代表,本文以排量为 750 mL/r 的盾构主驱动泵为具体研究对象,进行滑靴副摩擦力建模研究。盾构主驱动泵的滑靴采用剩余压紧力设计方法^[17],滑靴底面为三环结构(如图 1 所示),由内向外依次为内支承环、密封环和外支承环,各环之间设有环形油槽。为避免环形油槽内产生附加的静压力,在内、外支承环上均有通油缺口,以保证内油室与内油槽油压相等,外油槽与壳体油压相同。

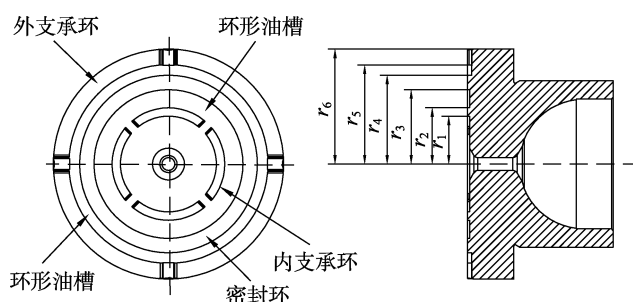


图 1 750 mL/r 大排量柱塞泵滑靴底面结构

Fig.1 Structural diagram for slipper bottom of 750 mL/r large displacement piston pump

1.1 滑靴副受力分析

大排量柱塞泵滑靴副在运动过程中受力如图 2 所示。滑靴所受到的力主要有^[18]: 柱塞底部作用于滑靴底面的力 F_1 、弹簧的压紧力 F_2 、柱塞滑靴组件所产生的轴向惯性力 F_3 、不完全静压支承在滑靴底面产生的液压支承力 F_0 。

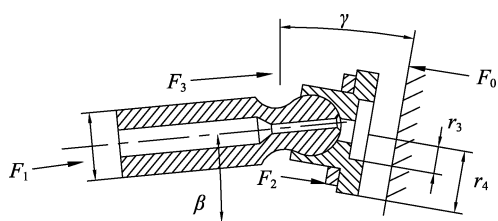


图 2 滑靴副受力分析

Fig.2 Force analysis diagram of slipper pair

不完全平衡型静压支承在滑靴底面所产生的液

压支承力 F_0 为:

$$F_0 = \frac{\pi(r_4^2 - r_3^2)}{2\ln(r_4/r_3)} p_r \quad (1)$$

式中: p_r 为中心油室的压力。

滑靴-柱塞组件结构示意图如图 3 所示。

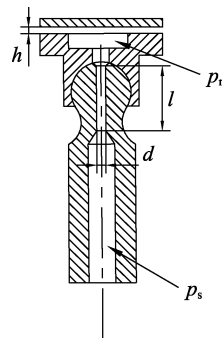


图 3 滑靴-柱塞组件

Fig.3 Schematic diagram of slip-piston assembly

对于滑靴-柱塞组件,油液通过柱塞腔经过阻尼孔进入滑靴油室,根据圆管流动时的沿程压力损失可得此处的压力-流量特性为:

$$q_1 = \frac{\pi d_1^4}{128\mu l} (p_s - p_r) \quad (2)$$

式中: l 为阻尼孔长度; d_1 为阻尼孔的直径。

滑靴与斜盘之间的压力-流量特性可表示为:

$$q_2 = \frac{\pi h^3}{6\mu \ln(r_4/r_3)} p_r \quad (3)$$

由流量连续性方程可得:

$$p_r = \frac{p_s}{1 + \frac{64lh^3}{3d_1^4 \ln(r_4/r_3)}} \quad (4)$$

综上所述,对剩余压紧力状态下的滑靴副进行力平衡分析,此时剩余压紧力可表示为:

$$F_s = \frac{F_1}{\cos(\gamma + \beta)} + \frac{F_2}{\cos \gamma} + \frac{F_3}{\cos(\gamma + \beta)} - \frac{\pi(r_4^2 - r_3^2)}{2\ln(r_4/r_3)} \frac{1}{1 + \frac{64lh^3}{3d_1^4 \ln(r_4/r_3)}} p_s \quad (5)$$

由滑靴运动过程可知,滑靴与斜盘 2 个摩擦副之间做相对高速运动,这种滑动摩擦力所消耗的能量转化为热量,使得滑靴副油膜产生热楔力。热楔支承力可表示为^[19]:

$$N = \frac{16\mu^2 \omega^2 \gamma_0 r_4^4}{Gc_e \rho g h^4} \int_0^\pi (r + r_4 \cos \varphi)^2 \sin \varphi d\varphi \quad (6)$$

式中: μ 为油液动力黏度系数; γ_0 为油液的容积膨胀系数; ρ 为油液的密度; c_e 为油液的比热容; g 为重力加速度; G 为热功当量; h 为油膜厚度; r 为椭圆运动轨迹上任一转角对应的矢径。

由受力平衡关系可得, 热楔支承力 N 与剩余压紧力 F_s 的关系可表示为:

$$F_s = N \quad (7)$$

联立式 (5) (6) (7) 可得出关于油膜厚度 h 的 7 次微分方程, 求解后有且仅有唯一满足条件的正实数根, 为滑靴在对应位置的底面油膜厚度。

1.2 滑靴副油膜厚度模型

上述求解所得的滑靴底面油膜厚度是将滑靴中心线速度作为整个密封带平面的线速度进行求解计算所得, 但由于大排量柱塞泵滑靴底面环形尺寸较大, 因此滑靴底面最上端与最下端 2 个位置的线速度相差较大, 不同的线速度会产生不同的温升, 从而导致油液膨胀体积不同, 造成对油膜厚度的影响。根据文献[20], 对滑靴密封带进行微分处理, 得到不同线速度条件下滑靴运动热楔效应图, 如图 4 所示。

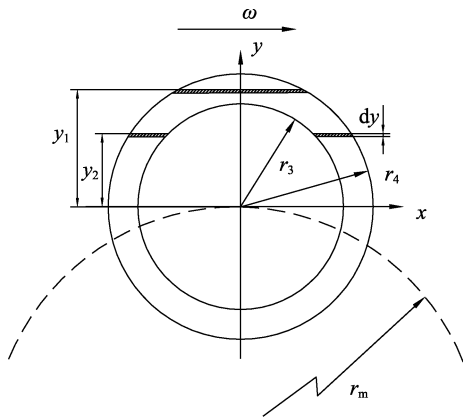


图 4 大排量柱塞泵滑靴运动热楔效应图

Fig.4 Hot wedge effect diagram of slipper motion of LDPP

图中滑靴密封带 y_1 处 dy 宽度剪切流的摩擦功率损失为:

$$dE_{j1} = 2\mu\sqrt{r_4^2 - y^2} \frac{(R_f + y)^2 \omega^2}{h} dy \quad (8)$$

图中滑靴密封带 y_2 处 dy 宽度剪切流的摩擦功率损失为:

$$dE_{j2} = 2\mu\left(\sqrt{r_4^2 - y^2} - \sqrt{r_3^2 - y^2}\right) \frac{(R_f + y)^2 \omega^2}{h} dy \quad (9)$$

滑靴密封带 y_1 处经过断面的流量为:

$$q_{j1} = h(R_f + y)\omega\sqrt{r_4^2 - y^2} \quad (10)$$

滑靴密封带 y_2 处经过断面的流量为:

$$q_{j2} = h(R_f + y)\omega\left(\sqrt{r_4^2 - y^2} - \sqrt{r_3^2 - y^2}\right) \quad (11)$$

若忽略油液的散热, 将滑靴副油膜看作绝热系统, 此时滑靴密封带总摩擦功率损失 E_j 完全转化为油膜热功率增量。油液产生的温升为 ΔT , 表达式为:

$$\rho c_e q_j \Delta T = dE_j \quad (12)$$

对式 (12) 两边同时积分可得:

$$\int_{-r_4}^{r_4} \rho c_e q_j \Delta T = \int_{-r_4}^{r_4} dE_j \quad (13)$$

综上所述, 将式 (8) ~ (12) 代入式 (13) 可得由于滑靴与斜盘之间的相对滑动所产生的温升为:

$$\Delta T_j = \frac{2\mu}{\rho c_e h^2} \cdot (R_f + y_j) \omega \quad (14)$$

式中: y_j 为滑靴密封带 y 方向上不同位置的数值, 其范围为 $[-r_4, r_4]$; ΔT_j 为对应位置的温升。

由于受到热效应所产生的温度变化, 油液的体积受热膨胀, 从而改变了滑靴副油膜的厚度。不同线速度条件下滑靴副单位体积油膜的膨胀高度为:

$$h_j = h(1 + 1/3\gamma_0 \Delta T_j) \quad (15)$$

式中: α_0 为油液的体膨胀系数。

滑靴在实际运动过程中, 滑靴、油膜、斜盘之间存在热交换的过程。因此, 根据傅里叶定律和牛顿冷却定律对上述由于温升所导致的油膜厚度改变进行修正。滑靴副的热传递过程如图 5 所示^[21]。滑靴副流体介质与固体之间的温度传导关系包含 2 种, 分别是油膜温度 T 经热交换传递至滑靴外表面形成温度 T_{h2} 以及油膜温度 T 经热交换传递至斜盘外表面形成温度 T_{x2} 。

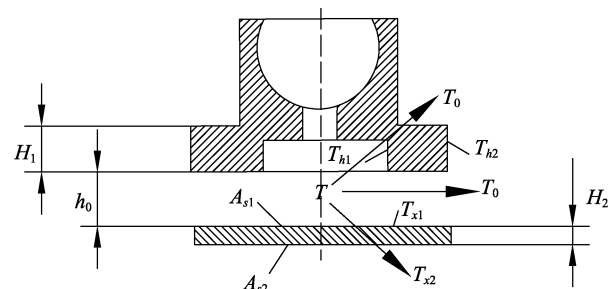


图 5 滑靴副的热传递过程

Fig.5 Heat transfer process of slipper pair

由油膜与滑靴之间的热交换过程可得, 滑靴的温升 ΔT_h 和斜盘的温升 ΔT_x ^[22]。

由于不同材料的线膨胀系数不同, 导致滑靴副的油膜厚度发生变化。因此, 可得修正后滑靴的油膜厚度为:

$$h_0 = H_1 \alpha_1 \Delta T_h - H_2 \alpha_2 \Delta T_x + h_j \quad (16)$$

式中: α_1 为滑靴的线膨胀系数; α_2 为斜盘的线膨胀系数。

1.3 滑靴副摩擦力模型

由上述修正后的油膜厚度模型可知, 大排量柱塞泵滑靴副底面因线速度不同造成滑靴与斜盘之间油膜厚度膨胀高度不同, 因此滑靴在运动过程中会产生偏转。大排量滑靴副在偏转状态下, 大排量柱塞泵滑靴副的摩擦力由 2 部分组成, 分别是犁沟效应所产生

的犁沟力以及滑靴与斜盘之间由油液摩擦所引起的黏性摩擦力。2 种状态所占区域的分布如图 6 所示。

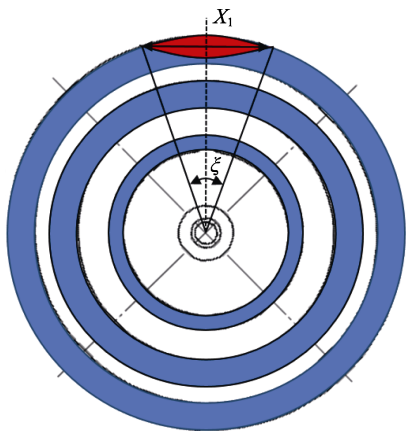


图 6 大排量柱塞泵滑靴副偏转区域分布
Fig.6 Deflection area distribution map of slipper pair of LDPP

滑靴副在偏转状态下运动，由于主轴转动的原因，犁沟效应所产生的阻力区域如图 6 中红色区域所示。图 6 中蓝色区域表示滑靴副产生黏性摩擦力的区域。图 6 中红色区域的弦长 x_1 可通过油膜厚度进行判断。取油膜厚度等于滑靴与斜盘粗糙度之和，且与滑靴最外圆交点的位置，2 点的距离即为红色区域的弦长 x_1 。红色区域的面积 S 为：

$$S = \frac{\xi \pi r_6^2}{180} - \frac{x_1 \sqrt{4r_6^2 - x_1^2}}{2} \quad (17)$$

式中： ξ 为红色区域所对应的圆心角， $\xi = 2 \arctan[x_1/(2r_6)]$ ；

本文忽略滑靴自转，此时滑靴与斜盘之间的油液所产生的黏性摩擦力为：

$$f_1 = \frac{\mu \pi}{h_0} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_5} [(R_f - r)\omega]^2 r dr d\theta + \frac{\mu \pi}{h_0} \int_0^{2\pi} \int_{r_3}^{r_5} [(R_f - r)\omega]^2 r dr d\theta + \frac{\mu \pi}{h_0} \int_0^{2\pi} \int_{r_5}^{r_6} [(R_f - r)\omega]^2 r dr d\theta - \frac{\mu \pi}{h_0} \iint_s [(R_f - r)\omega]^2 r dr d\theta \quad (18)$$

犁沟效应如图 7 所示^[23-24]。假设斜盘表面的粗糙峰由多个半角为 θ_x 的圆锥体组成，在滑动摩擦时，斜盘上圆锥体的前端与滑靴接触产生犁沟效应。其中 S_x 为圆锥体在垂直面上的投影面积， h_x 为斜盘上金属峰嵌入滑靴的深度。

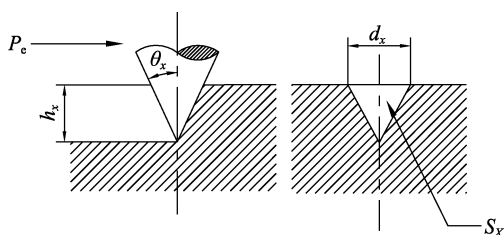


图 7 犁沟效应
Fig.7 Effect of furrows

滑靴副在犁沟效应下所产生的阻力为：

$$f_2 = S p_e \quad (19)$$

式中： p_e 为单位面积的犁沟力， $p_e = S_x \sigma_s = d_x h_x \sigma_s / 2$ ； σ_s 为滑靴的屈服强度。其中嵌入滑靴的深度 h_x 为滑靴与斜盘粗糙度之和与修正后油膜厚度的差值。

综上所述，大排量柱塞泵滑靴副在运动过程中所受的总摩擦力为：

$$f = f_1 + f_2 = \frac{\mu \pi}{h_0} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_5} [(R_f - r)\omega]^2 r dr d\theta + \frac{\mu \pi}{h_0} \int_0^{2\pi} \int_{r_3}^{r_5} [(R_f - r)\omega]^2 r dr d\theta + \frac{\mu \pi}{h_0} \int_0^{2\pi} \int_{r_5}^{r_6} [(R_f - r)\omega]^2 r dr d\theta - \frac{\mu \pi}{h_0} \iint_s [(R_f - r)\omega]^2 r dr d\theta + \frac{1}{2} S d_x h_x \sigma_s \quad (20)$$

2 滑靴副摩擦力影响因素分析

为研究大排量柱塞泵滑靴副的摩擦机理，通过仿真计算的方式探讨柱塞腔压力、主轴转速以及进口处油温对滑靴副摩擦力的影响。计算所选用的工况条件以及相关参数见表 1。

仿真计算流程如图 8 所示。首先通过受力分析计算初始油膜厚度，再由滑靴底面不同的线速度得到不同区域的温升，并通过热传递关系对初始油膜厚度值进行修正，最终得到滑靴全底面的油膜厚度。之后通过修正后的油膜厚度进行代入，计算热楔支承力，判定热楔支承力与剩余压紧力的大小，若热楔支承力小于或等于剩余压紧力，则可计算犁沟效应所占面积，从而计算滑靴所受总摩擦力。

2.1 主轴转速的影响

不同主轴转速对滑靴副摩擦力的影响如图 9 所示。通过数据可看出，滑靴副的摩擦力会随着转速的提高而降低，转速每上升 200 r/min，摩擦力下降 1~3 N，并且随着转速的升高，摩擦力下降的幅度逐渐降低。滑靴副油膜厚度随着转速的升高而逐渐增大，滑靴副的黏性摩擦力整体数值下降，而滑靴底面大部分面积仍受到黏性摩擦力的作用，因此滑靴副摩擦力的整体趋势依旧随着转速的升高而降低。由于转速越高，滑靴底面相对于斜盘中心的内外侧线速度差值越大，造成偏转的程度越严重，此时滑靴与斜盘之间的犁沟力所占比例逐渐增大，由转速为 800 r/min 时所占比例的 3.4% 上升至转速为 1 800 r/min 时所占比例的 11.9%；而黏性摩擦力所占比例逐渐减小，由转速为 800 r/min 时所占比例的 96.6% 下降至转速为 1 800 r/min 时所占比例的 88.1%。因此，随着转速的升高，摩擦力下降的幅值逐渐降低。

表 1 滑靴副摩擦力仿真参数设置
Tab.1 Simulation parameters setting of friction force of slipper pair

Relevant parameters	Numeric value	Relevant parameters	Numeric value
Inner diameter of the auxiliary ring inside the shoe r_1	13.3 mm	Fluid dynamic viscosity coefficient μ	1.97×10^{-2}
Sliding shoe inner auxiliary ring outer diameter r_2	15.85 mm	Thermal work equivalent G	481.2 J
Sliding shoe sealing belt inner diameter r_3	20.05 mm	Pre-compression force F_2	30 N
Sliding shoe sealing belt outer diameter r_4	24.85 mm	Thermal conductivity k_1	92 W/(m·℃)
Sliding shoe outer auxiliary ring inner diameter r_5	27.6 mm	The coefficient of linear expansion of the sliding shoe α_1	16.2×10^{-6} ℃ ⁻¹
Outer auxiliary ring outer diameter of the sliding shoe r_6	32.4 mm	Shoe material thickness H_1	11 mm
Damping tube diameter d_1	2 mm	The coefficient of linear expansion of the swash plate α_2	13×10^{-6} ℃ ⁻¹
Damping tube length l	6 mm	Swash plate material thickness H_2	18 mm
The plunger distributes the circle radius R	100 mm	Thermal conductivity k_2	54.6 W/(m·℃)
Plunger diameter D	45 mm	Thermal conductivity k_0	0.6 W/(m·℃)
Quality of single plunger assembly m	1.7 kg	Swash plate roughness	0.8 μm
The bulk expansion coefficient of the oil γ_0	0.7×10^{-3} ℃ ⁻¹	Slip shoe roughness	1.6 μm
The density of the oil ρ	860Kg/m ³	Swash plate inclination γ	0°
The specific heat capacity of the oil c_e	1.98 kJ/(kg·℃)	Plunger inclination β	0°
Acceleration due to gravity g	9.8 m/s ²	Cone half-angle θ_x	30°

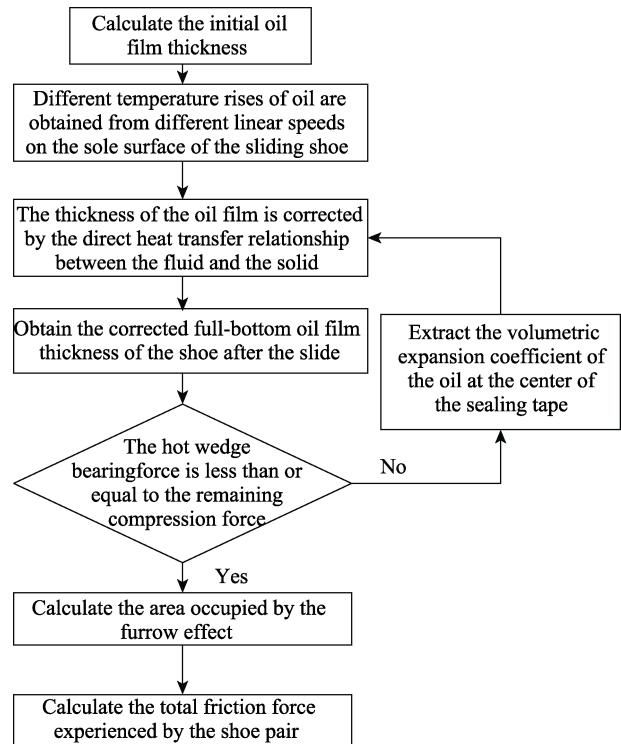


图 8 滑靴副摩擦力求解流程
Fig.8 Solution flowchart of slipper pair friction force

2.2 柱塞腔压力的影响

不同柱塞腔压力对滑靴副摩擦力的影响如图 10 所示。通过数据可得出,滑靴副的摩擦力会随着柱塞腔压力的升高而增加,压力每上升 2 MPa,摩擦力上升 6~12 N,并且随着压力的升高,摩擦力上升的幅度逐渐升高。滑靴副油膜厚度随着柱塞腔压力的升

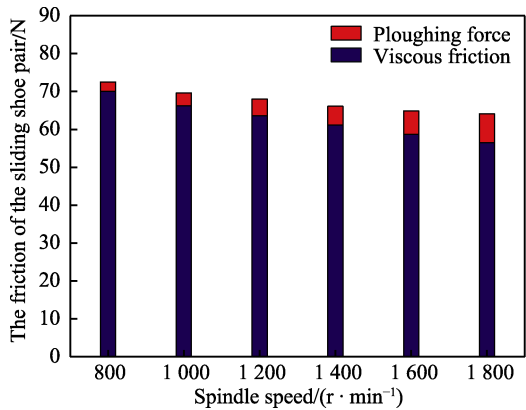


图 9 5 MPa、35 °C 条件下不同主轴转速对滑靴副摩擦力的影响
Fig.9 Effect of different spindle speed on the friction force of slipper pair at 5 MPa and 35 °C

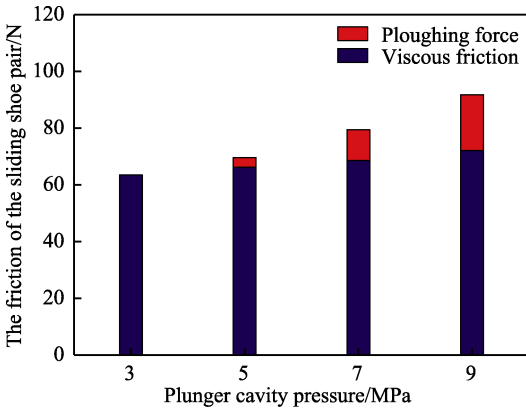


图 10 1000 r/min、35 °C 条件下不同柱塞腔压力对滑靴副摩擦力的影响
Fig.10 Effect of different piston cavity pressure on friction force of slipper pair at 1 000 r/min and 35 °C

高,油膜厚度降低,黏性摩擦力整体数值提高,因此滑靴副摩擦力的整体趋势依旧随着柱塞腔压力的升高而升高。由于压力越高,滑靴底面油膜厚度被压缩的程度越大,在滑靴底面相对于斜盘中心的内外侧线速度差值相等的条件下,油膜厚度越小的工况条件造成偏转的程度越严重。此时滑靴与斜盘之间的犁沟力所占比例增大,由压力为 3 MPa 时犁沟力占比为 0% 上升至压力为 9 MPa 时占比 21.5%;黏性摩擦力所占比例减小,由压力为 3 MPa 时黏性摩擦力占比 100% 下降至压力为 9 MPa 时所占比的 78.5%。因此,随着压力的升高,摩擦力上升的幅值逐渐提高。

2.3 进口油液温度的影响

不同进口油液温度对滑靴副摩擦力的影响如图 11 所示。通过数据可得出,滑靴副的摩擦力会随着进口油液温度的提高而降低,油液温度每上升 10 °C,摩擦力下降 2~4 N,并且随着进口油液温度的升高,摩擦力下降的数值逐渐降低。在滑靴副运动过程中,油液的动力黏度随着温度的上升而下降^[25],导致黏性摩擦力整体幅值降低,因此摩擦力的整体趋势依旧随着油液温度的升高而降低。进口油液温度越高,滑靴底面油膜厚度被压缩的程度变大,导致整体的油膜厚度变小,造成滑靴底面偏转的程度更为严重,此时滑靴与斜盘之间的犁沟力所占比例增大,由温度为 25 °C 时所占比的 4.0% 上升至温度为 55 °C 时所占比的 17.1%;黏性摩擦力所占比例减小,由温度为 25 °C 时所占比的 96.0% 下降至温度为 55 °C 时所占比的 82.9%。因此,随着油温的升高,摩擦力下降的幅值逐渐降低。

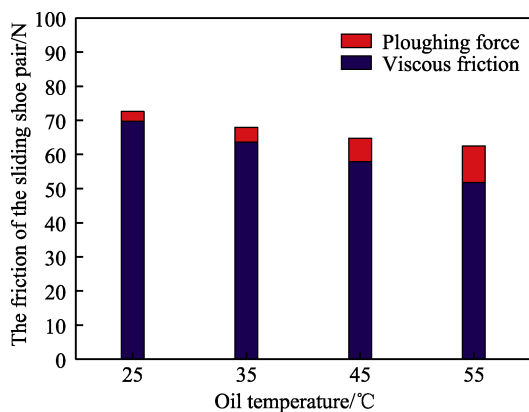


图 11 5 MPa、1 200 r/min 条件下不同进口油液温度对滑靴副摩擦力的影响

Fig.11 Effect of different inlet oil temperature on friction force of slipper pair at 5 MPa and 1200 r/min

3 试验对比分析

为了验证上述大排量柱塞泵滑靴副所受摩擦力的理论,搭建试验装置对滑靴副所受摩擦力进行测量。试验装置结构如图 12 所示。可调变频电机带动

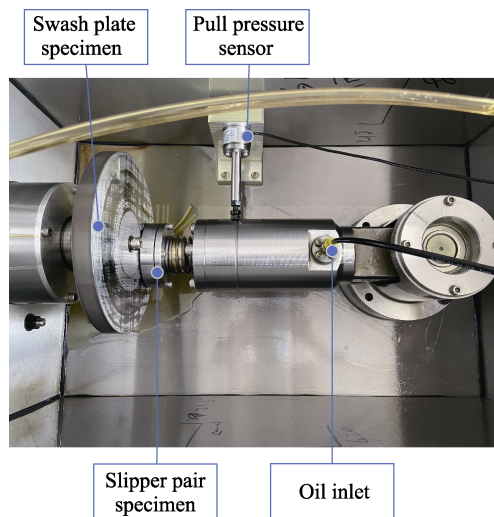


图 12 试验装置结构

Fig.12 Schematic diagram of the structure of the test device

斜盘试样转动,模拟柱塞泵中缸体的转动,斜盘与滑靴表面成滑动接触,滑靴在弹簧的作用力下贴紧斜盘,模拟柱塞泵中回程盘以及压紧弹簧的作用。试验装置中柱塞滑靴组件底部接通液压泵,并通过节流阀以及溢流阀调控作用于柱塞底部液压力的大小,变频电机带动斜盘旋转,从而达到模拟滑靴在柱塞泵中运动的情况,以实现测量大排量柱塞泵滑靴副所受摩擦力的试验目的。

摩擦力测量装置原理如图 13 所示。斜盘在变频电机的带动下,滑靴与斜盘之间形成滑动摩擦,其摩擦力方向由电动机的转向决定。假设滑靴所受摩擦力为 F_f 方向,则滑靴会在力 F_f 的作用下产生偏移,立轴中心到滑靴底面距离为 L_1 。选取滑靴柱塞组件的横向位置 L_2 处加装拉压杆,并与拉压力传感器固定。由于滑靴会在力 F_f 的作用下产生偏移,因此横向位置 L_2 处受到反向作用力 F_2 。试验装置在设计上保证 2 个力的作用点处于同一水平面上,因此由力矩平衡可以得出公式:

$$L_1 F_m = F_c L_2 \quad (21)$$

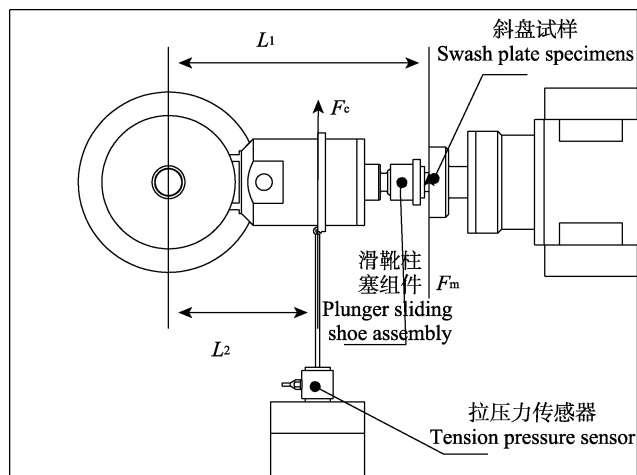


图 13 摩擦力测量装置原理

Fig.13 Schematic diagram of friction force measuring device

试验中斜盘的材料为 38CrMoAlA, 滑靴材料为 QA19-4, 采用实际大排量柱塞泵中的柱塞滑靴组件, 以尽量贴合实际工作状态。拉压力传感器型号为 SBT673 圆柱形测力传感器, 通过 USB 转 RS485 数据线将数据输出至计算机进行显示与记录。测力传感器主要参数见表 2。为保证试验数据的准确性, 试验数据的测量均重复 3 次, 并对其进行偏差分析。

表 2 测力传感器主要参数
Tab.2 Main parameters of force sensor

Range range	Comprehensive error	precision	Operating temperature
0~500 N	±0.1%	0.1%	-20~80 ℃

3.1 主轴转速的影响对比

不同主轴转速对滑靴副摩擦力试验数据与仿真曲线对比如图 14 所示。通过试验与模拟数据的对比可看出, 滑靴副所受摩擦力的试验曲线与模拟仿真曲线趋势相同, 均会随着转速的提高而降低。但随着转速的升高, 试验数据与仿真数据的差值不断增加, 在转速为 800 r/min 时, 误差值最小为 0 N; 在转速为 1 800 r/min 时, 误差值最大为 1.1 N, 误差范围为 0~1.1 N。

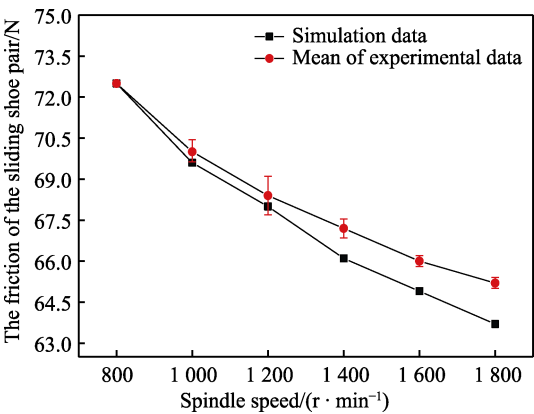


图 14 5 MPa、35 ℃条件下主轴转速对滑靴副摩擦力的影响对比
Fig.14 Comparison of effect of spindle speed on friction force of slipper pair at 5 MPa and 35 ℃

3.2 柱塞腔压力的影响对比

不同柱塞腔压力对滑靴副摩擦力的试验数据与仿真曲线对比如图 15 所示。通过试验与模拟仿真数据的对比可看出, 滑靴副所受摩擦力的试验曲线与模拟曲线趋势相同, 均会随着柱塞腔压力的升高而降低。2 组数据的拟合关系较好, 数据的最小偏差出现在 3 MPa 条件下, 误差值为 0.1 N; 数据的最大偏差出现在 7 MPa 条件下, 误差值为 0.6 N。误差范围为 0.1~0.6 N。

3.3 进油口温度的影响对比

不同进口油液温度对滑靴副摩擦力的试验数据

与仿真曲线对比如图 16 所示。通过试验与模拟仿真数据的对比可看出, 滑靴副所受摩擦力的试验曲线与模拟曲线趋势相同, 均会随着进口油液温度的升高而降低。2 组数据基本吻合, 实验数据的最大偏差出现在 35 ℃ 条件下, 误差值为 0.4 N; 仿真数据的最大偏差出现在 55 ℃ 条件下, 误差值为 0.8 N, 误差范围为 0.4~0.8 N。

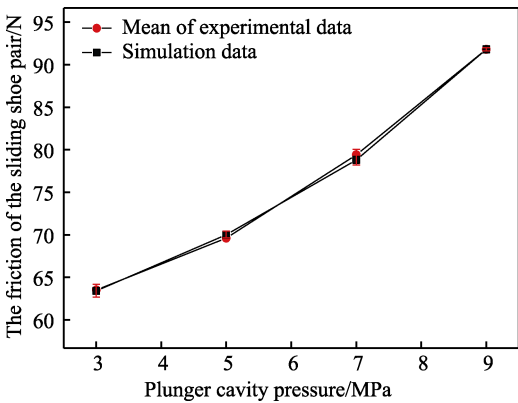


图 15 1 000 r/min、35 ℃条件下柱塞腔压力对滑靴副摩擦力的影响对比
Fig.15 Comparison of the effect of piston cavity pressure on the friction force of slipper pair at 1 000 r/min and 35 ℃

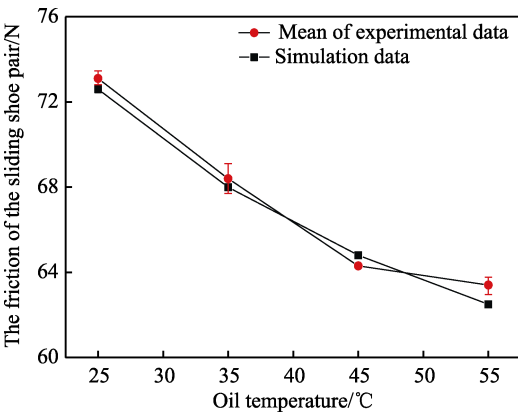


图 16 5 MPa、1 200 r/min 条件下进口油液温度对滑靴副摩擦力的影响
Fig. 16 Effect of inlet oil temperature on friction force of slipper pair at 5 MPa and 1 200 r/min

从上述 3 种对比试验可得出, 试验数据相较于仿真结果均有所偏差。这是由于实际试验中油液的热传导需要一定的时间, 在主轴转速、柱塞腔压力以及油液温度上升的条件下, 温度上升以及热传导时间也有一定的改变, 因此不同转速下滑靴副摩擦力的试验中间隔时间的长短会对试验数据产生一定的影响。

3.4 试验现象

试验后滑靴表面的磨损情况如图 17 所示。由于大排量柱塞泵滑靴副底面线速度的不同, 导致滑靴因热楔力形成的油膜厚度不同, 造成滑靴最上端线速度最大的区域产生犁沟效应, 加剧滑靴表面的磨损。



图 17 试验后滑靴表面
Fig. 17 Surface diagram of slipper after test

为保证试验的严谨性与可靠性,确定滑靴不会因自旋运动以及人为因素导致试验前后最上端位置改变而导致试验现象与理论不符,因此在试验装置严格控制滑靴不能自旋的前提下,对安装滑靴时的最上端位置进行标记,以保证试验过程前后滑靴最上端位置不会改变。试验如图 18 所示。

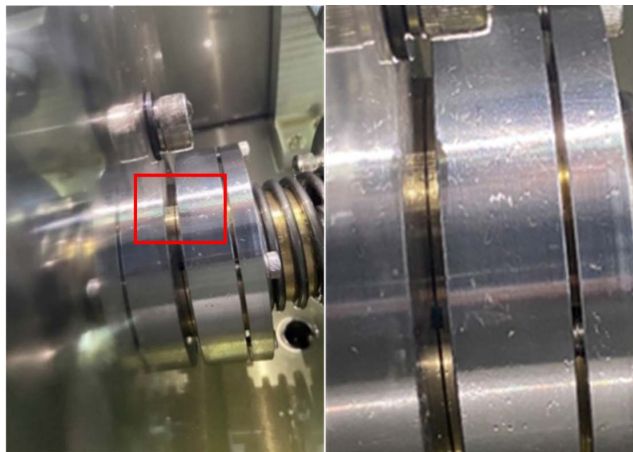


图 18 试验装置中滑靴上端点位置标记处
Fig.18 Marking of the upper end position of the slipper in the test device

为验证滑靴表面犁沟效应情况,通过激光共聚焦显微镜对滑靴同一区域试验前后进行观察,其表面现象对比如图 19 和图 20 所示。

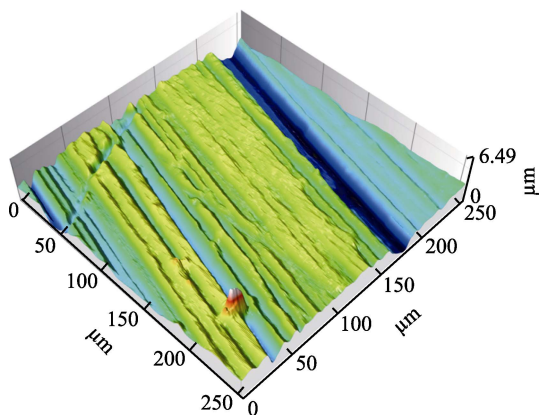


图 19 滑靴表面试验前非磨损区域 3D 视图
Fig.19 3D view of non-wear area of slipper surface before test

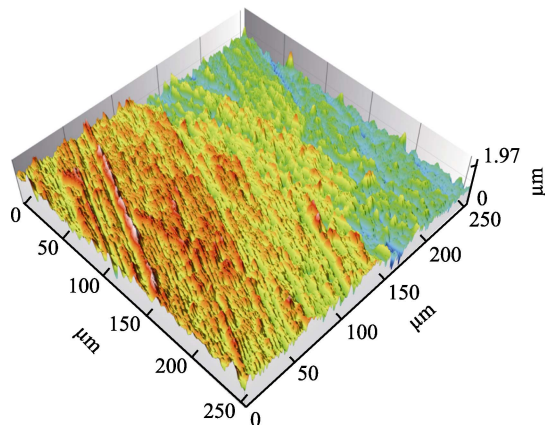


图 20 滑靴表面试验后磨损区域 3D 视图
Fig.20 3D view of wear area of slipper surface after test

滑靴表面磨损前后的试验参数见表 3。

表 3 滑靴表面磨损前后高度参数
Tab.3 Height parameters before and after slipper surface wear

	Maximum crest height/ μm	Average height/ μm	Surface roughness	Skewness
Before wear	6.49	2.60	0.714	-0.841
After wear	1.97	1.59	0.742	0.067 6

由上述对比图以及表格可以看出,图 20 区域的红色磨损区域为明显的犁沟效应,磨损平均高度在 $1\ \mu\text{m}$,与理论计算中的数值基本相符。表明滑靴表面的金属峰与斜盘在滑动过程中不断摩擦磨损,因此对应产生金属点犁耕磨损的现象,且该效应产生在滑靴运动过程中线速度最大的位置处。

综上所述,大排量柱塞泵滑靴的磨损是以外边缘磨损为主。这是因为在运动过程中,滑靴在倾覆力矩的作用下,使滑靴与斜盘之间形成微小的夹角,但由于大排量柱塞泵滑靴底面结构尺寸大的特点,容易导致其外缘在夹角的作用下与斜盘之间产生固体接触,造成外边缘的摩擦磨损。

4 结论

1) 本文提出了一种在剩余压紧力条件下大排量柱塞泵滑靴副摩擦力的研究方法,在考虑大底面滑靴在高速旋转时在相对斜盘中心的内外侧位置形成线速度差的基础上,通过将热传递关系等引入滑靴副受力分析中,获得大排量柱塞泵滑靴副的摩擦力模型。

2) 大排量柱塞泵滑靴副底面尺寸大,导致滑靴表面线速度有着明显差异,不同的线速度造成油膜所产生的热量不同,进而引起滑靴的偏转,使滑靴在运动过程中部分表面的金属峰与斜盘不断摩擦,产生犁沟效应。

3) 主轴转速、柱塞腔压力以及油温升高的条件下,大排量柱塞泵滑靴副摩擦力中犁沟力所占比例逐

渐增大,使得总摩擦力的改变趋势变缓。上述现象是由于滑靴偏转程度逐渐严重,滑靴与斜盘之间的犁沟面积增大,而同等面积下的犁沟力要大于黏性摩擦力,因此造成总摩擦力改变趋势变缓。

参考文献:

- [1] JEONG H S, KIM H E. On the Instantaneous and Average Piston Friction of Swash Plate Type Hydraulic Axial Piston Machines[J]. KSME International Journal, 2004, 18(10): 1700-1711.
- [2] KAZAMA T. Mixed Lubrication Characteristics of Dynamically Loaded Hydrostatic Spherical Bearings (Numerical Simulation at Operating Conditions of Piston Pumps/Motors)[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C, 2003, 69(684): 2200-2205.
- [3] LIN Shuo, HU Ji-bin. Tribo-Dynamic Model of Slipper Bearings[J]. Applied Mathematical Modelling, 2015, 39(2): 548-558.
- [4] KUMAR S, BERGADA J M, WATTON J. Axial Piston Pump Grooved Slipper Analysis by CFD Simulation of Three-Dimensional NVS Equation in Cylindrical Coordinates[J]. Computers & Fluids, 2009, 38(3): 648-663.
- [5] XU Bing, HU Min, ZHANG Jun-hui, et al. Distribution Characteristics and Impact on Pump's Efficiency of Hydro-Mechanical Losses of Axial Piston Pump over Wide Operating Ranges[J]. Journal of Central South University, 2017, 24(3): 609-624.
- [6] XU Bing, ZHANG Jun-hui. Effect of Case Drain Pressure on Slipper/Swashplate Pair within Axial Piston Pump[J]. Journal of Zhejiang University Science A, 2015, 16: 1001-1014.
- [7] CANBULUT F, SINANOGLU C, KOÇ E. Experimental Analysis of Frictional Power Loss of Hydrostatic Slipper Bearings[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2009, 61(3): 123-131.
- [8] 申儒林, 潘友峰. A11VO190 轴向柱塞泵滑靴副摩擦特性的研究[J]. 工程设计学报, 2014, 21(1): 51-55.
SHEN Ru-lin, PAN You-feng. Friction Characteristic Analysis of Slipper Pair in A11VO190 Axial Piston Pumps[J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2014, 21(1): 51-55.
- [9] 申儒林, 卢鹏飞. 轴向柱塞泵柱塞副与配流副摩擦性能研究[J]. 机械设计与制造, 2014(4): 36-39.
SHEN Ru-lin, LU Peng-fei. Research on Friction Performance Study of Piston Pairs of Swash Plate Axial Piston Pump and Port Plate Pair[J]. Machinery Design & Manufacture, 2014(4): 36-39.
- [10] 马纪明, 李齐林, 任春宇, 等. 轴向柱塞泵/滑靴副润滑磨损的影响因素分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2015, 41(3): 405-410.
MA Ji-ming, LI Qi-lin, REN Chun-yu, et al. Influence Factors Analysis on Wear of Hydraulic Axial Piston Pump/Slipper Pair[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2015, 41(3): 405-410.
- [11] 马纪明, 申亚勇, 李齐林. 基于 CFD 的斜盘/滑靴副油膜特性分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2016, 42(2): 265-272.
MA Ji-ming, SHEN Ya-yong, LI Qi-lin. Oil Film Analysis of Swash Plate/Slipper Pair Based on CFD[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2016, 42(2): 265-272.
- [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 Ji-ming, HUANG Yi-hong, GUO Jian, 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] TANG He-shen, YAN Yan-bao, LI Jing. Clearance Leakage and Friction Torque Characteristics of Slipper Pair in Axial Piston Pump[J]. J S Chin Univ Sci Technolog Med Sci, 2014(7): 74-79.
- [14] TANG He-sheng, YIN Yao-bao, ZHANG Yang, et al. Parametric Analysis of Thermal Effect on Hydrostatic Slipper Bearing Capacity of Axial Piston Pump[J]. Journal of Central South University, 2016, 23(2): 333-343.
- [15] 孙毅, 姜继海, 刘成强. 剩余压紧力条件下滑靴副的油膜特性及功耗[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2011, 39(1): 111-116.
SUN Yi, JIANG Ji-hai, LIU Cheng-qiang. Oil Film Characteristics and Power Consumption of Slipper Pair under Redundant Pressing Force[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2011, 39(1): 111-116.
- [16] 杨森. 斜盘式轴向柱塞泵柱塞副与滑靴副动态润滑特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2014.
YANG Miao. Study on Dynamic Lubrication Characteristics of Plunger Pair and Slipper Pair of Swash Plate Axial Piston Pump[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2014.
- [17] 汤何胜, 李晶, 闾耀保. 轴向柱塞泵滑靴副热平衡间隙及影响因素分析[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2015, 43(11): 1743-1749.
TANG He-sheng, LI Jing, YIN Yao-bao. Thermal Clearance and Influencing Factors Analysis of Slipper Pair in Axial Piston Pump[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2015, 43(11): 1743-1749.
- [18] 郭宇航. 轴向柱塞泵滑靴底面结构对滑靴副性能的影响研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2016.
GUO Yu-hang. Study on the Influence of the Bottom Structure of Sliding Shoes of Axial Piston Pump on the Performance of Sliding Shoes Pair[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2016.

(下转第 268 页)