

文章编号: 1000-8055(2009)12-2821-07

航空燃油柱塞泵滑靴静压润滑油膜计算分析

何必海, 孙健国, 叶志锋

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 滑靴与斜盘是一对重要的摩擦副, 滑靴与斜盘之间的油膜润滑性能对燃油柱塞泵的使用寿命有很大影响. 通过数值计算, 得到了排油区滑靴油膜厚度与转子转角、斜盘倾角、油池压力、柱塞压紧力之间的变化规律, 建立油膜厚度变化的微分方程, 给出在吸、排油一个周期内, 滑靴油膜厚度的动态变化规律. 利用油膜计算方法, 可以分析滑靴运动一周, 滑靴与斜盘间的油膜润滑状态, 从而为合理设计航空燃油柱塞泵滑靴与斜盘摩擦副提供理论依据.

关 键 词: 滑靴; 静压润滑; 挤压效应; 油膜厚度

中图分类号: V233.2+2

文献标识码: A

Calculation and analysis on film thickness of the slippers based on hydrostatic bearing in the aeronautical fuel piston pump

HE Bǐ hai, SUN Jiǎn guo, YE Zhǐ feng

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The friction pair between swash plate and slipper is very important in the aeronautical fuel piston pump, and has great effect on the service life of the piston pump. Variation laws of the film thickness with rotor angle, angle of swash plate, pocket pressure and pressing force were obtained. The differential equations of the variation of the film thickness were established, hence the dynamic law of the film thickness in one period was further obtained. By the calculation method of the film thickness, the lubrication condition in one period between swash plate and slipper can be obtained, offering a theoretical basis for the design of the slippers in aeronautical fuel piston pump.

Key words: slipper; hydrostatic lubrication; squeezing effect; film thickness

柱塞式燃油泵在航空燃油动力控制系统中有着广泛的应用, 然而目前国内航空发动机上使用的燃油柱塞泵尚处于仿制阶段. 航空燃油柱塞泵结构比较特殊, 航空液压柱塞泵及地面使用的柱塞泵一般都是平行柱塞结构, 而航空燃油柱塞泵采用轴线倾斜式结构, 斜盘呈球形. 航空燃油泵与上述柱塞泵相比, 其空间结构更加复杂, 各个组成元件之间的运动和受力关系也要复杂得多, 这大大增加了航空燃油柱塞泵设计的难度. 在燃油柱塞泵的使用中, 常常由于滑靴与斜盘油膜润滑不

充分, 导致滑靴磨损过快, 缩短了柱塞泵的使用寿命. 现有的滑靴与斜盘间的润滑理论在民用柱塞泵上得到了广泛的应用, 然而鲜有针对这种斜柱塞结构的研究, 而滑靴与斜盘间的油膜润滑已经成为制约我国自行设计高性能航空燃油柱塞泵的一个重要因素. 滑靴是一种设计有节流作用的静压润滑结构, 实验已经证明, 在滑靴, 返回盘等参数设计合理, 滑靴工作面有一定的弧度^[1], 柱塞腔在柱塞泵工作过程中供油充分等条件下, 柱塞腔中的油液经滑靴节流作用能够形成一定的油膜厚

收稿日期: 2008-12-05; 修订日期: 2009-04-23

作者简介: 何必海(1985-), 男, 浙江温州人, 硕士生, 主要从事航空发动机控制系统设计, 仿真的研究.

度. 本文在此基础上, 结合航空燃油柱塞泵运动学和动力学数学模型^[2-3], 为保证滑靴与斜盘始终处于充分润滑状态, 采用静压支承设计和挤压油膜理论, 讨论柱塞运动过程中, 滑靴油膜厚度的变化规律, 给出吸、排油一个周期内滑靴油膜厚度变化曲线.

1 滑靴柱塞的节流结构与工作原理

1.1 滑靴柱塞的节流结构

节流孔板结构滑靴柱塞的主要尺寸参数如图 1 所示. 其中 d_0 为节流孔直径; d_1 为滑靴油池直径; d_2 为滑靴工作面外径.



图 1 滑靴柱塞示意图
Fig. 1 Sketch of the slipper and piston

1.2 滑靴的工作原理

当柱塞处于排油区时, 柱塞腔油液经节流作用在油池中形成一个压力为 p_0 的均匀分布压力场(如图 2 所示). 滑靴在一定油膜厚度下稳定工作, 油膜产生的分离力^[4] 必须与柱塞对斜盘的压紧力 F_a 平衡(如图 3 所示). 柱塞泵工作时, F_a 不断变化, 但由于滑靴副存在双重阻尼^[5] ——滑靴与斜盘接触处环形缝隙的阻尼和节流孔阻尼, 保证了滑靴油膜厚度能随外负载的变化维持稳定.

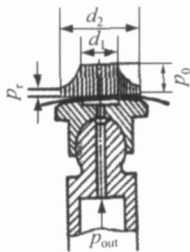


图 2 滑靴流场压力分布图
Fig. 2 Sketch of the pressure distribution for slipper

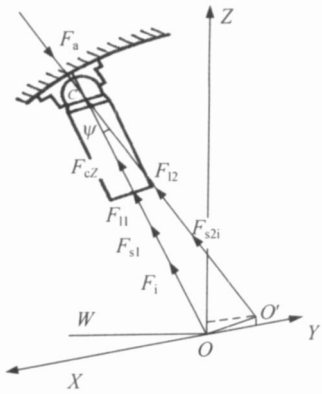


图 3 柱塞对斜盘的压紧力
Fig. 3 Pressing force of the piston to the swash plate

2 柱塞对斜盘的压紧力

由于柱塞对斜盘的压紧力 F_a 不断发生变化(图 3 中, F_a 表示沿滑靴轴线方向斜盘对柱塞的作用力, 由力的相互作用, 沿滑靴轴线方向柱塞对斜盘的压紧力也为 F_a), 影响滑靴油膜的厚度, 故本文对 F_a 的变化规律进行计算分析^[3], 从而可进一步分析油膜厚度随 F_a 的变化规律.

$$F_a = \frac{F_{11} + F_{s1} + F_i + F_{c2}}{\cos \phi} + F_{12} + F_{s2i} \quad (1)$$

式中 F_{11} 为柱塞腔油压, F_{s1} 为柱塞弹簧力, F_i 为柱塞相对运动惯性力, F_{c2} 为柱塞离心力在柱塞轴线方向的分力, F_{12} 为转子腔油压力, F_{s2i} 为返回盘弹簧力, ϕ 为柱塞轴线与滑靴轴线的夹角.

3 滑靴油膜计算

3.1 排油区滑靴油膜计算

沿滑靴径向的流场压力分布规律如下^[3]:

$$p = p_0 - \frac{6\mu_0 Q}{\pi S^3} \ln \left[\frac{r}{r_1} \right] \quad (2)$$

式中 p_0 为油池油压, μ_0 为油液黏度, Q 为流过滑靴副环形缝隙的流量, S 为油膜厚度, r_1 为油池半径.

则沿滑靴面的分离力 F_{hd} 的计算式如下:

$$F_{hd} = \pi r_2^2 p_r + \frac{\pi}{2} (p_0 - p_r) \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln \left[\frac{r_2}{r_1} \right]} \quad (3)$$

式中 r_2 为滑靴工作面半径.

由通过直径 d_0 的节流孔流量与滑靴环形缝隙处的流量相等, 可得油膜厚度 S 的计算式如下:

$$S = \sqrt[3]{\frac{3}{2} d_0^2 \mu_0 \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{p_0 - p_r}} \sqrt[6]{\frac{2}{\rho} (p_{out} - p_0)} \quad (4)$$

式中 μ 为节流孔流量系数, μ_0 为油液黏度, p_r 为转子腔油压, ρ 为油液密度, p_{out} 为排油区压力。

3 2 吸油区滑靴油膜计算

文献[3]在柱塞腔处于吸油区时,用润滑油膜挤压效应^[68]定性分析了油膜的变化情况,以及油膜变化对滑靴工作的影响,但并没有给出具体的计算分析。此外,由于航空燃油泵转子腔油压 p_r 的存在,实际在吸油区,滑靴流场与排油区是不同的,因而采取的计算方法也不尽相同。

3 2 1 滑靴处流场在吸油区的流动分析

转子腔油压 p_r 可由下列公式计算得到

$$p_r = p_{in} + \frac{\rho}{2} (R_2^2 - R_1^2) \omega^2 \quad (5)$$

式中 ρ 为油液的密度, R_1 为转子电油孔入口半径, R_2 为转子电油孔出口半径, ω 为转子角速度, p_{in} 为吸油区进口油压。

由式(5)可知,当柱塞腔处于低压吸油区时,由于转子电油引起转子腔油压 p_r 升高,使得 $p_r > p_{in}$, 故吸油区的油膜形成原理与排油区完全不同。在排油区,柱塞腔油压 p_{out} 通过滑靴处的节流小孔节流,形成一压力为 p_0 的油池,而由于油池的压力 $p_0 > p_r$, 再在滑靴与斜盘的接触面间经过一次可变阻尼节流,流入转子腔。而在吸油区,由于此时 $p_r > p_{in}$, 流体流动总是从压力高向压力低的方向流动,故此时油液从转子腔先流过滑靴与斜盘的接触面,经过一次可变阻尼节流到油池,再从油池流到柱塞腔。这是一个与排油区滑靴处油液的流动完全相反的过程。

由于滑靴处油膜厚度很小,其流体流动可看作层流,利用流体力学中的雷诺方程^[56],即

$$\frac{d}{dr} \left(\frac{S^3}{12 \mu_0 r} \frac{dp}{dr} \right) = r \frac{dS}{dt} \quad (6)$$

积分雷诺方程可得吸油区的压力分布

$$p = \frac{3 \mu_0 r^2}{S^3} \frac{dS}{dt} + \frac{\mu_0 C_1}{S^3} \ln r + C_2 \quad (7)$$

式中积分常数 C_1 和 C_2 由如下边界条件确定

$$\begin{aligned} r = r_1, \quad p &= p_0; \\ r = r_2, \quad p &= p_r \end{aligned}$$

则可得滑靴处的油膜压力场分布如下:

$$p = p_0 + \frac{6 \mu_0 Q}{\pi S^3} \ln \left(\frac{r}{r_1} \right) + \frac{3 \mu_0}{S^3} \frac{dS}{dt} \left[(r^2 - r_1^2) - (r_2^2 - r_1^2) \frac{\ln \left(\frac{r}{r_1} \right)}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \right] \quad (8)$$

分析式(8)可知,其可划分为两部分:一,为压差流动所产生的压力场,如式(9)所示;二,为挤压效应产生的压力场,如式(10)所示。

$$p = p_0 + \frac{6 \mu_0 Q}{\pi S^3} \ln \left(\frac{r}{r_1} \right) \quad (9)$$

$$p = \frac{3 \mu_0}{S^3} \frac{dS}{dt} \left[(r^2 - r_1^2) - (r_2^2 - r_1^2) \frac{\ln \left(\frac{r}{r_1} \right)}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \right] \quad (10)$$

由式(9)的挤压压力场,得到分离力 F_{hd} 如下:

$$F_{hd} = \pi r_2^2 p_r - \frac{\pi}{2} (p_r - p_0) \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \quad (11)$$

由式(10)的挤压压力场,得到挤压力 F_j 如下:

$$F_j = - \frac{3 \pi \mu_0}{2 S^3} \frac{dS}{dt} \left[r_2^4 - r_1^4 - \frac{(r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \right] \quad (12)$$

则滑靴与斜盘间油膜的承载能力 W 为

$$\begin{aligned} W &= F_{hd} + F_j = \\ &\pi r_2^2 p_r - \frac{\pi}{2} (p_r - p_0) \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} - \\ &\frac{3 \pi \mu_0}{2 S^3} \frac{dS}{dt} \left[r_2^4 - r_1^4 - \frac{(r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \right] \end{aligned} \quad (13)$$

3 3 滑靴从吸油区到排油区的油膜计算

当柱塞腔转过吸油区后,由于挤压作用,滑靴处油膜变薄。当与排油区接通后,随着滑靴处压力场的建立,此时滑靴处压力场产生的分离力 F_{hd} 大于柱塞压紧力 F_a , 故柱塞被推开,油膜变厚,不存在挤压效应;而当油膜超过平衡时的油膜厚度时,柱塞压紧力 F_a 大于分离力 F_{hd} , 油膜又会受到挤压变薄。故在接通排油区后,油膜厚度有一波动趋于稳定的过程。

由图 3,建立油膜变化的微分方程如下^[9]:

当油膜厚度变大时,即 $\frac{dS}{dt} \geq 0$ 时

$$(F_{hd}-F_a)\cos\phi=m\frac{d^2S}{dt^2}\tag{14}$$

当油膜厚度变小时,即 $\frac{dS}{dt}<0$,考虑油膜挤压效应,方程变为

$$(F_{hd}+F_j-F_a)\cos\phi=m\frac{d^2S}{dt^2}\tag{15}$$

式中 m 为柱塞和滑靴的质量, ϕ 为柱塞轴线与滑靴轴线的夹角, F_a,F_{hd},F_j 分别见式(1),式(3)和式(12).

4 计算结果及分析

4.1 排油区滑靴油膜计算分析

由于 F_a 随斜盘倾角 φ 而变化,在航空发动机燃油泵中,选择 φ 为最大斜盘倾角 $\varphi_{\max}$ 的一半作为滑靴的设计工况^[3].故在下面的讨论中,选取斜盘倾角 $\varphi=7^\circ$ 进行分析.以图4中 $\varphi=7^\circ$ 的曲线图为例,分析计算所得数据可以知道,柱塞对斜盘的压紧力逐步减小,从1291.5 N下降到1275.6 N.

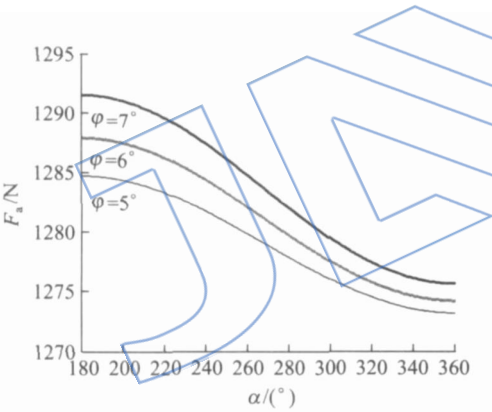


图4 排油区,压紧力 F_a 随转子转角 α 的变化曲线
Fig.4 Variation of the pressing force with rotor angle in the fuel discharge port

利用压紧力 F_a 和分离力 F_{hd} 平衡,可以得到平衡条件下,排油区滑靴油池压力 p_o 随转子转角 α 的变化规律(如图5所示).

根据式(4)可得在不同斜盘倾角下,排油区油膜厚度随转子转角 α 的变化曲线(如图6所示).此时油膜厚度随转子转角 α 的变化特性主要由 r_1,r_2,d_o ,转子腔油压 p_r 等参数来决定.可调节上述参数来使油膜厚度的变化满足要求.以图6中 $\varphi=7^\circ$ 的曲线图为例,分析计算所得数据可知,此时排油区的油膜厚度从8.726 3 μm 到12.512 μm .

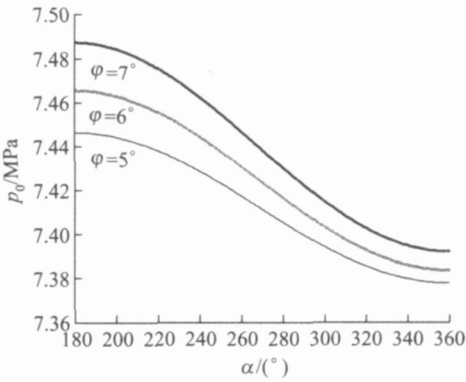


图5 排油区,油池压力 p_o 随转子转角 α 的变化曲线

Fig.5 Variation of the pocket pressure with rotor angle in the fuel discharge port

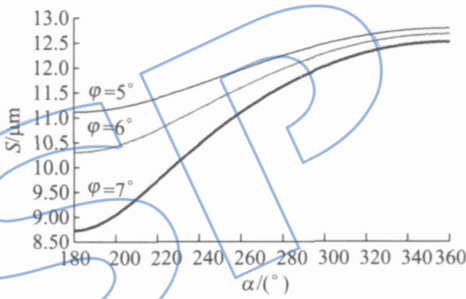


图6 排油区,油膜厚度随转子转角 α 的变化曲线

Fig.6 Variation of the film thickness with rotor angle in the fuel discharge port

4.2 吸油区滑靴油膜计算分析

利用式(1),可以得到在吸油区,斜盘倾角 $\varphi=7^\circ$ 的条件下,柱塞对斜盘的压紧力 F_a 随转子转角 α 的变化曲线(如图7所示).

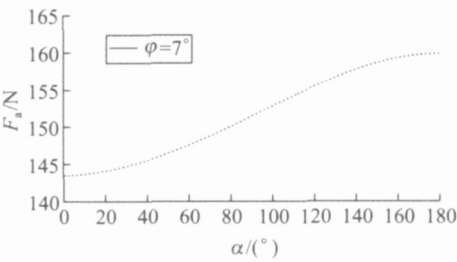


图7 吸油区,压紧力 F_a 随转子转角 α 的变化曲线

Fig.7 Variation of the pressing force with rotor angle in the fuel intake port

由于柱塞对斜盘的压紧力 F_a 随转子转角变化,油池的分离力 F_{hd} 也随油膜厚度 S 变化,由式

(13) 不能直接求得油膜厚度 S 的解析式, 故采用龙格-库塔法求在吸油区, 斜盘倾角 $\varphi=7^\circ$ 时, 吸油区油膜受挤压过程中, 油膜厚度 S 随转子转角 α 变化规律(如图 8 所示).

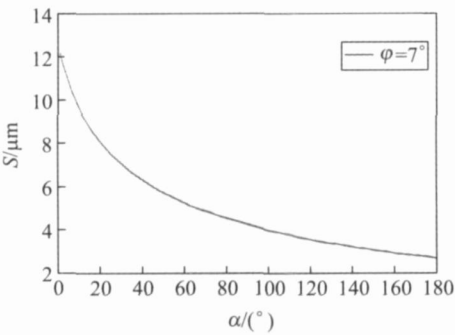


图 8 吸油区, 油膜厚度 S 随转子转角 α 的变化曲线
Fig. 8 Variation of the film thickness with rotor angle in the fuel intake port

从图 8 中可以看出, 挤压油膜初始阶段, 排油终了时的油膜厚度较厚, 挤压作用非常明显, 油膜厚度下降非常快, 此后, 随着油膜厚度越来越薄, 挤压难度越来越大, 油膜厚度变化趋于缓和. 分析所得数据可知, 油膜厚度从排油终了的 $12.512\mu\text{m}$ 挤压到 $2.697\mu\text{m}$.

4.3 滑靴从吸油区进入排油区的油膜计算分析

分析式(14)和(15)可知, 由于 F_a 随转子转角 α 变化, F_{hd} , F_j 也随油膜厚度发生变化, 故只能求得油膜的数值解. 在斜盘倾角 $\varphi=7^\circ$ 下, 当柱塞腔从吸油区进入排油区后, 绘得滑靴油膜的变化规律(如图 9 所示). 图 9 中, 粗线表示在排油区, F_a 和 F_{hd} 平衡时绘得的油膜厚度变化规律, 细线则是滑靴油膜实际的波动过程. 分析计算所得数据知, 柱塞腔进入排油区后, 滑靴处油膜从挤压终了

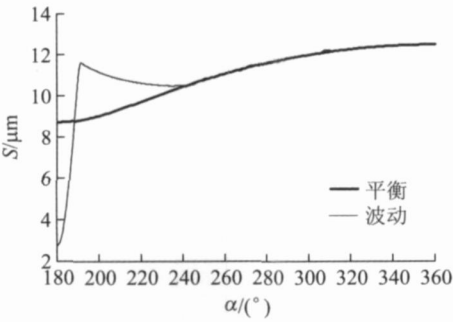


图 9 进入排油区, 油膜厚度的波动变化
Fig. 9 Fluctuation change of the film thickness in the fuel discharge port

的 $2.697\mu\text{m}$ 快速上升到 $11.62\mu\text{m}$, 经过一段波动过程后, 波动油膜曲线逐步与平衡的油膜厚度曲线贴合, 形成稳定的油膜.

4.4 配流盘闭死区对滑靴油膜的影响

前面对滑靴油膜的分析中都忽略了吸、排油区转接过程对滑靴油膜的影响, 实际由于配流盘存在闭死区, 柱塞腔油压在闭死区^[10-11] 会发生变化, 从而影响滑靴油膜的厚度, 故有必要探讨闭死区对滑靴油膜的影响. 下面的计算分析中所采用的配流盘为对称油窗偏转安装结构, 斜盘倾角 $\varphi=7^\circ$. 图 10 表示在排油闭死区柱塞腔的压力变化, 虚线和实线分别为考虑柱塞处配流盘泄漏和未考虑泄漏两种情况下, 排油闭死区的柱塞腔压力变化规律(配流盘处的泄漏按油膜厚度为 $10\mu\text{m}$ 计算). 分析数据可知, 在排油闭死区, 柱塞在配流盘处泄漏对柱塞腔油压的影响很小, 在图上几乎看不出差别, 由计算数据知, 最大差别不超过 1%, 而在吸油闭死区, 柱塞腔油压本身很小, 泄漏作用更小, 故计算过程中可以忽略泄漏作用.

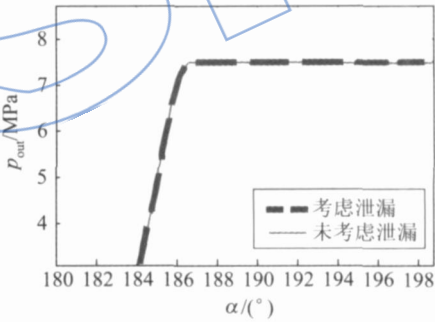


图 10 柱塞腔油压在排油闭死区的变化曲线
Fig. 10 Variation of the piston chamber pressure in the preloading dead region

综合上述分析, 由闭死区柱塞腔压力变化规律, 可以计算得到排油区油膜厚度随转子转角的变化曲线(如图 11 所示). 对比分析图 9 和图 11, 在排油封闭区压缩的初始阶段, 柱塞仍将继续挤压吸油终了的油膜, 使油膜厚度继续变薄. 随着排油封闭区的继续压缩, 当滑靴与斜盘之间形成平衡压紧力 F_a 的压力场, 该压力场的压力达到一定程度, 所产生的分离力 F_{hd} 可以推开滑靴, 使滑靴与斜盘之间的油膜厚度变大, 形成良好的静压润滑油膜.

同样, 在考虑吸油闭死区作用的条件下, 吸油区油膜厚度随转子转角的变化曲线(如图 12 所示). 对比分析图 8 和图 12, 在柱塞脱离排油区,

向吸油区过渡的初始阶段,油膜内产生的分离力 F_{hd} 能与负载力,即柱塞对斜盘的压紧力 F_a 平衡,这样可以进一步抵消在吸油区,由于挤压作用导致的油膜厚度的减小.分析计算所得数据可知,考虑闭死区的作用,吸油终了的油膜厚度是 $2\,790\mu\text{m}$, 是比不考虑闭死区作用时的油膜厚度 $2\,697\mu\text{m}$ 大.

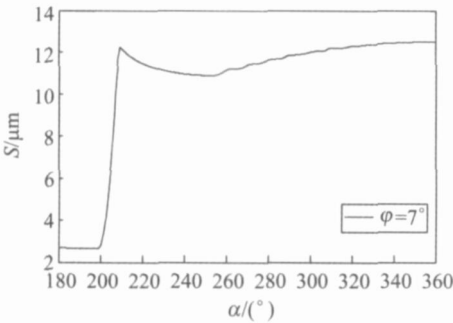


图 11 排油区(考虑排油闭死区),油膜厚度随转子转角 α 的变化曲线
Fig. 11 Variation of the film thickness with rotor angle in the fuel discharge port considering pre-loading dead region

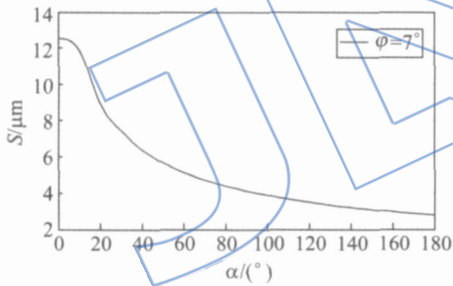


图 12 吸油区(考虑吸油闭死区),油膜厚度随转子转角 α 的变化曲线
Fig. 12 Variation of the film thickness with rotor angle in the fuel intake port considering pre-unloading dead region

将图 11 与图 12 组合,便可以得到在考虑配流盘闭死区影响下,柱塞运动一周,滑靴处油膜的变化曲线(如图 13 所示).

在设计柱塞泵滑靴结构尺寸时,必须要计算滑靴与斜盘间的油膜厚度,以得到最佳的油膜厚度.油膜厚度太大会导致过大的泄漏,降低容积效率,厚度太小会引起磨损,减小泵的寿命.本文的工作为滑靴设计中计算油膜厚度提供了较完整的方法.

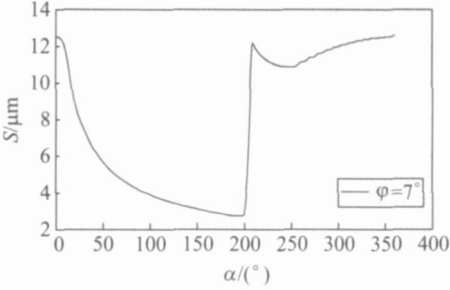


图 13 考虑闭死区影响下,油膜在一个周期内的变化规律

图 13 Variation of the film thickness in one period considering the effect of the dead region

5 结 论

本文通过数值计算,得到了滑靴副油膜厚度与转子转角、斜盘倾角、油池压力、柱塞压紧力之间的变化关系.分析了在吸排油区,滑靴副流场的不同特点.本文得到了不同油膜厚度变化方向下,斜柱塞泵滑靴副油膜变化的微分方程.给出了滑靴运动一周,斜柱塞泵滑靴副油膜变化的计算方法,从而为设计航空燃油柱塞泵滑靴副,使滑靴副得到充分润滑,延长柱塞泵使用寿命提供了依据.

参考文献:

[1] Koc E, Hooke C J. Considerations in the design of partially hydrostatic slipper bearings[J]. Tribology International, 1997, 30: 815-823

[2] 孙健国. 现代航空动力装置控制[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001

SUN Jianguo. Control of modern aviation power plant [M]. Beijing: Aviation Industry Publishing, 2001 (in Chinese)

[3] 顾民, 曾俊英, 梁万云, 等. 航空动力装置控制[M]. 北京: 国防工业出版社, 1984.

GU Min, ZENG Junying, LIANG Wanyun, et al. Control of aviation power plant[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1984 (in Chinese)

[4] 王占林. 飞机高压液压能源系统[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2004.

WANG Zhanlin. High pressure hydraulic source system in the aeroplane[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2004 (in Chinese)

[5] 盛敬超. 液压流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980

SHENG Jingchao. Hydraulic fluid mechanics[M]. Beijing: China Machine Press, 1980 (in Chinese)

[6] 许耀铭. 油膜理论与液压泵和液压马达的摩擦副设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987

XU Yaoming. Oil film theory and design of the friction

pairs for the hydraulic pumps and motors[M]. China Machine Press, 1987 (in Chinese)

[7] 孟凯, 孙美丽, 陈滢, 等. 挤压油膜实验和计算机仿真研究[J]. 润滑与密封, 2005, (2): 77-80

MENG Kai, SUN Meili, CHEN Ying, et al. The computer simulation of the squeeze film experiment[J]. Lubrication Engineering, 2005, (2): 77-80 (in Chinese)

[8] Stolarski T A, WEI Chai. Load carrying capacity generation in squeeze film action [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2006, 48(7): 736-741

[9] 胡新华, 杨继隆, 姜伟. 静压支承滑靴油膜的动态仿真分析[J]. 机床与液压, 2003, (1): 85-86

HU Xinhua, YANG Jilong, JIANG Wei. Dynamic simulation and analysis on oil film of the slipper pair based on hydrostatic support [J]. Machine Tool and Hydraulics, 2003, (1): 85-86 (in Chinese)

[10] Manring N D. Valve plate design for an axial piston pump operating at low displacements[J]. ASME, 2003, 125: 201-207

[11] Manring N D, ZHANG Yihong. The improved volumetric efficiency of an axial piston pump utilizing a trapped volume design[J]. ASME, 2001, 123: 479-487

JALSP