

# 液压泵滑靴失效分析与改进优化设计

## Analysis on Failures of Slipping Shoe in Hydraulic Pump and Its Improvement Design

王志斌, 高峰

(北京航空航天大学 汽车工程系, 北京 100083)

WANG Zhi-bin, GAO Feng

(Department of Automobile Engineering, Beijing

University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

**摘要:** 着重探讨了某液压泵延寿中所遇到的滑靴失效问题, 结合实验对此作了较为详细的分析和计算; 研究了滑靴静压支承机理, 根据 Navier-Stokes 公式对滑靴靴底的两种设计计算方法所得的流场流态作了分析对比, 得到了重要结论。指出了以往设计的不足, 采用流体力学等方法对滑靴进行了优化改进设计。实验证明所采用的措施使产品的寿命超过 750h, 从而使该液压泵的研制获得突破性进展。

**关键词:** 失效分析; 液压泵; 滑靴; 固溶时效

**中图分类号:** TB115    **文献标识码:** A    **文章编号:** 1001-4381(2005)11-0054-04

**Abstract:** Failure analysis of slipping shoe in life extension of aeronautical hydraulic pumps was addressed. The work was carried out based on the comparison of analysis computation with experiments. The slippery shoe static pressure supporting mechanism was studied, and flow field stream form of shoe's bottom was then computed based on Navier-Stokes equation. It was done by using two kinds of design algorithms. The resulting conclusions were compared. The shortcomings of original design of the product was also pointed out, and improved optimal design was performed using the methods such as hydromechanics. Practical tests proved that the improved redesign measures makes the life span of product to exceed 750 hours, and thus greatly benefit for the development of this type of hydraulic pumps.

**Key words:** failure analysis; hydraulic pump; slipping shoe; solution-aging treatment

某液压泵的研制近 16 年, 它是某主机液压系统的心脏。从 1999 年至 2000 年底先后进行了 8 轮寿命考核实验, 每次均告失败, 加上两轮摸底实验共损失 10 台套, 实验投入大量的人力、物力。此八轮实验的故障模式、原因分析如下:

(1) 滑靴锰黄铜制, 时间 1999 年 11 月 12 日至 17 日, 累计 28h5min; 球头与球窝脱开, 滑靴破裂 3 块。当时认为是历史遗留品, 不具延寿资格;

(2) 滑靴锰黄铜制, 时间 1999 年 11 月 22 日至 27 日, 累计 77h50min; 零流量压力突然增大, 安装座出口端加强筋处有裂纹漏油。原因是壳体螺纹与随动腔光孔同轴度不好导致胶圈被冲, 机加毛坏面连接处无倒圆, 产生过度应力集中;

(3) 锰黄铜制, 时间 1999 年 12 月 6 日至 15 日, 累计 140h30min; 分油盖与壳体结合面漏油, 两滑靴破裂、柱塞球头断裂。原因是分油盖毛坯飞边打磨不合

理, 端面缺肉; 滑靴材料使用达到极限; 材料本身有缺口或收口滚压时产生裂纹;

(4) 锰黄铜制, 时间 1999 年 12 月 18 日至 29 日, 累计 200h。84h50min 转子与轴承内圈锁紧螺套松脱, 壳体磨损严重; 200h 滑靴磨损严重。原因是锁紧螺套与轴承内圈冲铆质量不可靠, 材料使用达到极限;

(5) 铍青铜制, 时间 2000 年 3 月 13 日至 20 日, 累计 125h50min。75h 电磁铁法兰边漏油; 125h50min 一只滑靴颈部破裂。原因是电磁铁外壳锁紧销脱落, 铍青铜滑靴强度不够;

(6) 采用双金属材料、空心柱塞结构, 时间 2000 年 3 月 24 日至 4 月 20 日, 累计 172h35min。柱塞失效; 一只沿圆环芯轴底部破裂脱落, 一只沿圆环芯轴底部产生裂纹。原因是挖刀控制, 柱塞芯底应力大; 电子束焊时空腔中空气高温膨胀产生裂纹;

(7) 滑靴采用双金属、光孔柱塞结构, 时间 2000 年

8月10日至27日,累计203h20min。一钢制滑靴沿球窝最大直径均匀断裂。原因是球铰游隙过大;

(8)双金属、光孔柱塞结构,时间2000年11月6日至17日,累计157h40min。九只双金属滑靴银、铜层全部剥光,只留钢基体,耐磨片凸台一侧烧伤严重。

从8轮长试和2轮摸底所发生的故障模式来看,有7轮实验直接与滑靴失效有关,其中滑靴破裂4次、滑靴工作面剃头2次、滑靴背面台肩与回程盘磨损失效1次,可见影响该泵寿命的关键因素是滑靴失效。

## 1 失效因素剖析

根据前述各种故障模式分析,可知以下三点应引起注意:

### 1.1 滑靴结构尺寸

从后几轮采用双金属滑靴的实验情况看,滑靴剃头现象明显增多。这说明产品设计初期对滑靴的受力和强度分析不够周到。为解决滑靴的强度问题,曾经委托上海某院对滑靴进行全面的有限元分析,但由于是固液耦合问题,计算得出的失效结果与实际实验结果不相符合。后来在查寻相关资料的基础上,提出了改进优化设计方法。

### 1.2 原材料

前期实验中在滑靴上相继采用了锰黄铜、铍青铜、双金属(钢基体上扩散焊锡青铜)三种材料,但实验后发现:铍青铜材料性能最差不值使用,双金属材料的扩散焊加工缺陷无法检测(因为摸底实验后发现半剃头的滑靴工作面存在着块状凹坑,产品却经过荧光检查和超声波探伤检查),锰黄铜材料综合性能较好,但硬度偏高且一次收口后可能导致滑靴球窝收口裂纹缺陷。

### 1.3 热处理

该液压泵最先采用的是锰黄铜控制棒材加工滑靴。锰黄铜硬度偏高,滑靴加工工艺采用一次收口到位,滚松后加热去应力,若去应力温度偏低,容易造成材料中存在残留应力。

## 2 滑靴工作原理

图1是滑靴式液压支承剖面图,设 $P_{1D}$  = 外载荷, $P_{SP}$  = 供油压力。经小孔节流后 $P_{SP}$ 降至 $P_0$ 作用在整个油池上,再经密封唇口与支承面间缝隙,压力由 $P_0$ 下降至回油压力 $P_2$ ,在缝隙上形成一定压力分布。假设此支承在不受扰动的情况下, $P_{1D} = P_0 \cdot A_{CO} + P_{CP} \cdot A_{1P}$ ( $A_{CO}$  = 油池面积, $A_{1P}$  = 唇口面积, $P_{CP}$  = 唇口上的平均压力, $P_1 = P_0$ )滑靴受力平衡。当滑靴受扰使

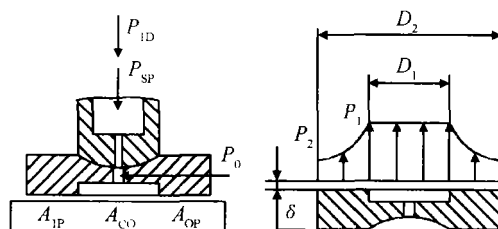


图1 滑靴式液压支承剖面图

Fig. 1 Hydrostatic bearing of slipping shoe

$P_{1D}$ 增大时滑靴失衡,使原来唇口与支承底面间的间隙减小,因此使流过缝隙的流量随着减少,通过节流孔的流量减少。根据节流公式: $q = C_d \cdot A \cdot (2 \cdot \Delta P / \rho)^{1/2}$ ( $\Delta P = P_{SP} - P_0$ ,  $C_d$  = 流量系数,  $\rho$  = 密度,  $A$  = 小孔面积),当 $P_{SP}$ 不变时 $P_0$ 增大,使滑靴向上的作用力增大,滑靴在新条件下重新平衡,此时唇口与支承面间隙比原来要小。因此,这种配置具有一定的自调功能,使油膜具备一定的刚度与承载能力。

## 3 滑靴静压支撑研究

滑靴靴底的设计有两种方法<sup>[2]</sup>:

$$\begin{cases} \text{方法 1} \begin{cases} q_1 = \frac{\pi \delta^3 \Delta P}{6 \mu \ln(R_2/R_1)} \\ W_1 = \frac{\pi(R_2^2 - R_1^2) \Delta P}{2 \ln(R_2/R_1)} \end{cases} \\ \text{方法 2} \begin{cases} q_2 = \frac{\pi \delta^3 \Delta P}{6 \mu \ln(R_2/R_1)} \\ W_2 = \pi R_1 R_2 \Delta P \end{cases} \end{cases}$$

其中 $\Delta P = P_2 - P_1$ ,  $q_1$ 和 $W_1$ 为第一种方法计算的泄漏量与油垫支撑力, $q_2$ 和 $W_2$ 为第二种方法计算的泄漏量与油垫支撑力。它们的前提是靴底流场流态为层流,也即临界雷诺数小于2000。临界雷诺数 $2300 < Re < 10^5$ 时,则流场呈紊流,异型流道的紊流流场准确计算至今仍是工程界的难题。

图2是两种方法得到的压力分布曲线图。通过算可以发现 $R_2/R_1 = 1.25$ 时 $W_1$ 和 $W_2$ 相差0.8%,而 $R_2/R_1 = 2$ 时两者相差达7.4%,此时两者的差别不能忽视,必然给泵的寿命带来很大影响。由不可压缩粘性流体在圆柱坐标系下的动量守恒方程、流量连续性方程以及边界条件<sup>[2,3]</sup>:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{u}{v} \cdot \frac{\partial u}{\partial r} \quad (\text{比容 } v = \frac{1}{\rho}) \\ ur = C \quad (\text{与 } r \text{ 无关的常数}) \\ z = 0 \text{ 时, } u = 0 \\ z = \delta \text{ 时, } u = 0 \end{cases}$$

$\rho$ —密度,  $\mu$ —动力粘度,  $\delta$ —油膜厚

最后可推得公式<sup>[2]</sup>:

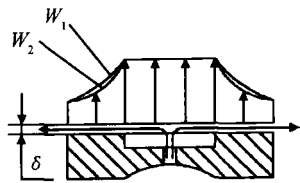


图 2 压力分布对比

Fig. 2 Pressure distribution

$$\Delta P = - \frac{6q\mu}{\pi\delta^3} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) - \frac{\rho}{2}(u_1^2 - u_2^2) \tag{1}$$

$$q = \frac{\pi\delta^3}{6\mu\ln\left(\frac{R_1}{R_2}\right)} \left[ \Delta P + \frac{\rho}{2}(u_1^2 - u_2^2) \right] \tag{2}$$

其中  $u_1, u_2$  一封油带内外边缘处流速。

经验算, 公式 (1) 与第一种方法的结果相差非常小。这样可以得到结论:

(1) 对高速、高压、大流量液压泵来说, 滑靴的设计采取第一种方法准确;

(2) 尺寸  $D_2/D_1$  取值必须接近 1.25, 即要求  $1.1 \leq D_2/D_1 \leq 1.38$ 。此时所得的流场压力分布曲线接近实际流场, 否则误差很大。

4 滑靴圆形油垫全静压平衡优化设计

在文献[1]中发现该产品设计初期对滑靴采用的是剩余压紧力优化法, 该法以泄漏损失最小为目标, 实际考虑了安装约束、相对滑动速度约束、比压和比功约束等等条件, 特别在滑靴底部流场尚不清楚的情况下还假设流场压力是呈直线分布, 这点显然值得商榷。

本工作对此作如下几点改进, 改进后的滑靴优化算法的假设是:

(1) 考虑滑靴上注油孔与中心孔的小孔节流效应, 此时油池压力  $P_0 \neq$  供油压力  $P_{SP}$ ;

(2) 假设油膜建立完整, 滑靴底部流场压力分布规律可近似按圆盘放射流对数分布;

(3) 对全静压平衡, 润滑良好, 故无需考虑相对滑动速度、比压和比功的约束影响, 为简化计算起见, 省去此三约束方程;

(4) 为简化计算, 忽略表面摩擦力和滑靴惯性力的影响。

由上面假设, 按第一种方法建立公式:

油垫承载  $W = \frac{\pi(R_2^2 - R_1^2) \Delta P}{21n(R_2/R_1)} \tag{3}$

$\Delta P = P_1 - P_2$ , 取回油  $P_2 = 0 \Rightarrow \Delta P = P_{SP}$

压紧力  $N = \frac{P_{1D}}{\cos \gamma} = \frac{\pi}{4} d_z^2 \frac{P_{SP}}{\cos \gamma} \tag{4}$

$d_z$  — 柱塞体直径,  $\gamma$  — 斜盘倾角

定义: 系数  $\beta = N/W \tag{5}$

设计变量:  $x = \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \end{bmatrix}$

$D_1$  — 封油带外径,  $D_2$  — 封油带内径

以全静压平衡为最优目标:

$\beta = N/W = 1 \Leftrightarrow N = W \tag{6}$

约束 1: 依滑靴静压支撑研究的分析结论, 为使流态呈层流且计算误差小, 必须满足

$1.1 \leq D_1/D_2 \leq 1.38 \tag{7}$

约束 2: 油膜厚度  $\delta$  还要满足边界条件, 实际装配时要求滑靴与斜盘上耐磨片之间的间隙在 0.7~0.11

故  $0.7 \leq \delta \leq 0.11 \tag{8}$

油膜厚度  $\delta$  的确定应该如下:

定义: 系数  $\lambda =$  油池压力  $P_0$ / 供油压力  $P_{SP}$ ,  $0 \leq \lambda \leq 1$ ,  $\lambda$  越大表明滑靴所能承受的外载越大。  $\lambda = 1$  即密封口与支承面间隙为零, 此时油膜丧失稳定性。导出  $\lambda$  计算公式:

$\lambda = \frac{P_{1D}}{P_{SP} \cdot (A_{CO} + A_{1D}/2)} = \frac{2d_z}{D_1 + D_2} \tag{9}$

$d_z$  — 柱塞直径,  $D_1, D_2$  — 唇口内外径

根据流体力学原理还可推得毛细孔公式:

$\frac{l}{d^4} = \frac{(1 - \lambda) \cdot 3 \cdot \ln(D_2/D_1)}{64 \cdot \lambda \cdot \delta^3} \tag{10}$

$l$  — 节流小孔长,  $d$  — 小孔直径

综合应用上述 (3) — (10) 公式, 对产品进行计算, 部分迭代结果如表 1:

表 1 滑靴优化设计迭代计算结果				
Table 1 The result of optimal design				
$D_1 / \text{mm}$	$D_2 / \text{mm}$	$\beta$ value		$D_1/D_2$
		$\gamma = 0$	$\gamma = 17.5^\circ$	
20.0	13.5	1.007	1.056	1.48
19.9	13.5	1.013	1.061	1.47
19.5	13.6	1.029	1.079	1.43
19.5	13.7	1.023	1.072	1.42
19.5	13.8	1.016	1.065	1.41
19.2	14.0	1.020	1.070	1.37
19.2	14.3	1.001	1.050	1.37
19.0	14.3	1.013	1.062	1.32

表 2 是国内外同类产品对比数据:

表 2 国内外同类产品对比		
Table 2 Product contrast at home and abroad		
Type	$\beta$ value	
	$\gamma = 0$	$\gamma = 17.5^\circ$
One type of pumps( made in Russia)	1.01	1.06
PV3-205	1.05	1.09
Recommendation of Vickers corporation	1.0	1.04~1.05
This type of pumps( before improving)	1.106	1.159

很明显该泵滑靴原封油带尺寸 $\beta$ 值 1.106~1.159 太大。从表 1 得出其合理值应为  $D_1=19.2, D_2=14.3$ (改进后取值),  $\beta=1.0\sim 1.05$  与国外一致。

计算还得出:

(1) 未改进前  $W=4160\text{N}$ , 改进后  $W=4594\text{N}$ , 单只滑靴的油膜承载能力提高  $434\text{N}$ , 那么 9 只滑靴的油膜承载力提高  $434\text{N}\times 9=3906\text{N}$ 。

(2) 未改进前  $\lambda=1.047$ , 改进后  $\lambda=0.973$ 。可见未改进前封油带尺寸不合理,  $\lambda>1$  油膜稳定性差, 属半干磨半润滑状态, 滑靴寿命不长。改进后  $\lambda=0.973$ , 唇口建立起完整的油膜, 属全润滑状态。

(3) 改进后节流孔尺寸为:  $l=1.1, d=1.101$ 。所得油膜厚度  $\delta=0.8$  满足边界条件。实际考虑到适当增大回油量可将大量热量排泄出去, 故实际取  $d=1.2$ 。

### 5 措施和效果

(1) 重新设计滑靴和柱塞结构: 包括封油带、节流、球头、球窝、裙部等等。

(2) 滑靴采用锰黄铜材料制造, 采用适当的去应力稳定组织措施。

(3) 为防止耐磨片因滑靴高速运转, 摩擦产生大量高温导致耐磨片大变形而咬死滑靴, 耐磨片结构需作相应调整。

(4) 后盖中置入垫片, 减少轴承间的摩擦。

采取上述措施后, 经实验, 产品一跃试过 750h, 使产品最终满足主机要求的寿命指标要求。

### 6 总结

滑靴失效的主要原因在于原结构设计不合理, 支承系数  $\lambda>1$  很致命, 这时摩擦处于半干半湿状态, 高速运转的滑靴与耐磨片之间的摩擦产生大量的热量, 由于小孔直径小、热量未被及时带走, 使摩擦副内的温度非常高, 导致耐磨片(薄壁构件)产生大变形吃掉滑靴与耐磨片之间的间隙, 从而导致滑靴被限位咬死。这种情况下无论使用多好的材料, 寿命都不很长。滑靴失效的其次原因就是可能存在预裂纹, 对材料进行固溶时效是预防发生疲劳断裂的有效措施之一。

#### 参考文献

[1] 郭卫东. 斜盘式轴向柱塞泵计算机辅助设计研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 1995.  
[2] 余祖耀. 水液压泵中的静压支承设计方法的理论研究[J]. 机械工程师, 2002, 12(3): 27~29.  
[3] 盛敬超. 液压流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980.

收稿日期: 2004-11-23; 修订日期: 2005-08-20  
作者简介: 王志斌(1970-), 男, 高工, 博士, 联系地址: 北京航空航天大学汽车工程技术中心(100083)。

(上接第 53 页)

[J]. 材料工程, 1999, (12): 19~22.  
[2] 过梅丽, 肇研, 许凤和, 等. 先进聚合物基复合材料的老化研究—热氧老化[J]. 航空学报, 2000, 21(4): 62~65.  
[3] BHAVESH G. KUMAR, RAMAN P SING, TOSHIO NAKAMURA. Degradation of Carbon Fiber reinforced Epoxy Composites by Ultraviolet Radiation and Condensation[J]. Journal of Composite Materials, 2002, 36(24): 2713~2733.  
[4] SELZER R, FRIEDRICH K. Influence of water uptake on interlaminar fracture properties of carbon fibre-reinforced polymer composites[J]. Journal of Materials Science, 1995, 30: 334~338.  
[5] SELZER R, FRIEDRICH K. Mechanical properties and failure behaviour of carbon fibre reinforced polymer composites under the influence of moisture[J]. Composites, 1997, 28A: 595~604.  
[6] 李晓骏, 陈新文. 复合材料加速老化条件下的力学性能研究[J]. 航空材料学报, 2003, 23(增刊), 286.  
[7] NIELSEN L E, Mechanical Properties of Polymers and Composites[M]. New York: Marcel Dekker, Inc, 1974.  
[8] GRANT T S, BRADLEY W L. *In-situ* observations in SEM of

degradation of graphite/epoxy composite materials due to seawater immersion[J]. Journal of Composite Materials, 1995, 29(7): 852~867.  
[9] 蓝立文, 金永方. 纤维增强复合材料界面研究(五)[J]. 复合材料学报, 1986, 3(4): 35~43.  
[10] 王山根, 何铭. 复合材料的动态力学参量与使用性能的关系[J]. 材料工程, 1996, (6): 17~19.  
[11] MCKAGUE L. Advanced composite materials—environmental Effects[M]. Philadelphia: American Society for Testing and Materials, 1978. 193~204.  
[12] 过梅丽. 高聚物与复合材料的动态力学热分析[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.  
[13] 王莉莉, 杨小平, 于运花, 等. 湿热环境对抽油杆 CF/VE 拉挤复合材料的影响[J]. 复合材料学报, 2004, 21(3): 131~136.

基金项目: 航空科技基金资助项目(04A51011)  
收稿日期: 2005-03-10; 修订日期: 2005-09-08  
作者简介: 吕小军(1977-), 男, 博士研究生, 从事复合材料失效分析工作, 联系地址: 北京航空航天大学材料学院 103 教研室(100083)。