

柱塞式液压油泵传动杆断裂分析

吴兴锦¹, 唐新蓉²

(1. 空军航空维修技术学院, 长沙 410124; 2 五七一飞机修理厂, 长沙 410113)

[摘要] 柱塞式液压油泵的传动杆在飞机进行地面试车时发生断裂。对柱塞式液压油泵的传动杆断口进行了宏观观察和金相组织分析, 并对传动杆的金相组织、硬度、化学成分进行了检测。结果表明: 传动杆材质符合要求, 其金相组织为索氏体, 传动杆断裂性质为过载断裂, 主要原因是由于转子端面柱塞油孔口同分油盘槽孔之间定位销介入, 使传动杆旋转受阻, 迫使传动杆扭断。

[关键词] 柱塞式液压油泵; 传动杆; 分油盘; 过载

[中图分类号] V288.1+4

[文献标志码] A

[文章编号] 1673-6214(2009)04-0213-05

Fracture Analysis of Plunger-type Hydraulic Pump Drive Rod

WU Xing-jin¹, TANG Xin-rong²

(1. Air Force Institute of Aviation Maintenance Technology, Changsha 410124, China;

2. 5712 Aircraft Repair Plant, Changsha 410113, China)

Abstract: The driving rod of the plunger-type hydraulic oil pump in an aircraft fractured during testing. In order to find out the fracture cause of the driving rod, fracture surface observation, microstructure inspection, hardness testing, and chemical composition analysis were carried out. The results show that the metallurgical structure of the driving rod is sorbite and the fracture is overload fracture. Owing to foreign intervention, the revolution of the driving rod was blocked and the driving rod had to twist. As a result, torsional fracture occurred to the driving rod.

Key words: plunger-type hydraulic oil pump; driving rod; oil-separating disc; overload

0 引言

柱塞式液压油泵是一种把机械能转换成液压能的机构, 它通常由飞机上的发动机或专门的电动机带动工作。其作用是将机械能传递给油液, 使之转换成压力能, 再通过导管将这些压力能输送到系统的各部分。因此, 液压油泵工作性能的好坏, 直接影响到系统的工作情况^[1]。柱塞式液压油泵工作示意图见图 1。带传动杆的转子组合件是由传动杆、转子和固定销组成, 它和分油盘是柱塞式液压油泵的重要组件^[2]。

某飞机修理厂附件车间在柱塞式液压油泵修复中, 从库房领取新的带传动杆的转子组合件等附件组装到壳体, 经过磨合试车 50 min 左右, 二次分解检查再组装试验 40 min 后, 提交给装

配车间。装配车间将其装配到飞机上, 进行地面试车, 先低速运行约 30 s, 再转为高速运行约 40 s 后, 发现柱塞式液压油泵不工作。经分解检查, 液压油泵传动杆最细 (机械保护) 部位断裂。带传动杆的转子组合件断裂实物见图 2。液压泵内无其他异物, 但壳体上的定位销子向旋转方向倾斜。

传动杆材料为 18Cr2Ni4WA 优质合金渗碳钢, 毛坯经数控加工成传动杆。花键槽部位允许表面渗碳, 渗碳深度为 0.5~0.7 mm, 表面硬度为 HRC 58, 中心硬度为 3.55~3.1 HRC。最后传动杆进行低温回火冰冷处理, 表面法兰^[3]。

对液压泵装置传动杆、转子及分油盘等附件的外观进行观察, 对传动杆断口进行宏观观察和金相分析, 对传动杆的组织、硬度、化学成分进行检测, 分析其断裂性质及断裂原因。

[收稿日期] 2009年 6月 23日

[修订日期] 2009年 9月 4日

[作者简介] 吴兴锦 (1960年 -), 男, 工程师, 主要从事电气控制与金属材料方面的研究。

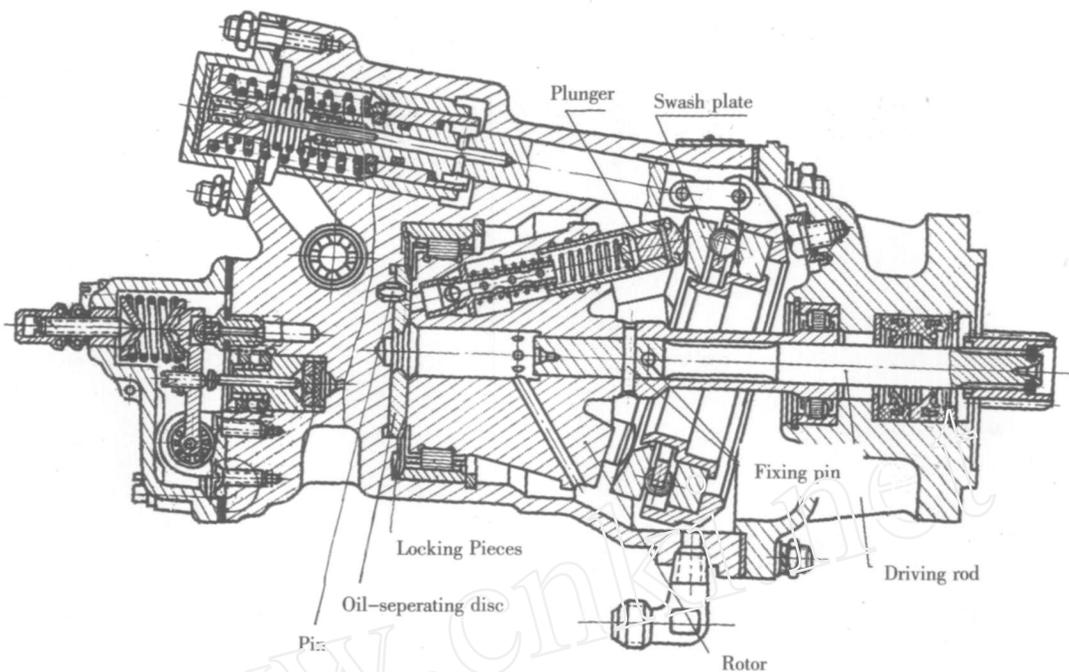


图 1 柱塞式液压油泵工作示意图

Fig. 1 Schematic illustration of the structure of the plunger-type hydraulic oil pump

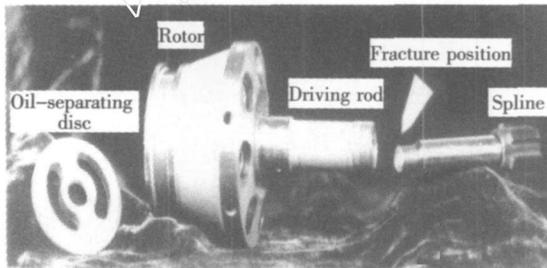


图 2 带传动杆的转子组件断裂实物照片

Fig. 2 Appearance of the fractured rotor assembly with driving rod

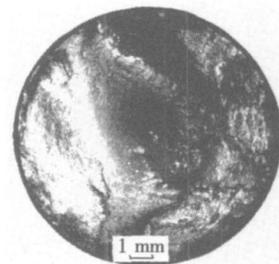


图 3 断口宏观形貌

Fig. 3 Macro-appearance of the fracture surface

1 试验过程与结果

1.1 宏观观察

1) 传动杆断口

断口在轴的小径长度约 $1/2$ 处 (图 2)。断口垂直于轴向, 无宏观塑性变形, 断口的中心区域呈灰暗晶粒状, 为脆性断裂特征。断口外周边缘 (占整个断面的 $4/5$ 面积) 完全磨损, 无法辨明断口特征, 但外周边缘的 $1/4 \sim 1/5$ 弧长范围内有约 1.5 mm 宽的颜色层: 外层是暗黑色, 接着是蓝色层, 内层是土黄色, 颜色层与断口摩擦损伤的金属光泽本身形成明显区别 (图 3)。断轴的外圆表面, 靠近断口约 5 mm 范围, 也可见到这种与轴的法兰色不同的色彩变化。从颜色

层的特征, 可以判断是摩擦生热、烧灼氧化的结果。暗黑色温度最高, 蓝色次之, 土黄色温度最低。

轴的外圆表面靠近断口边缘, 各有一条细裂缝 (图 4), 裂缝同轴线基本平行, 从这种裂缝的特征可判断: 裂源是在扭转力的作用下产生于轴的外圆表面。裂源形成后在扭转应力的作用下扩展形成最终断口。

2) 其他损伤

转子端面 7 个柱塞油孔中, 有 1 个孔有明显挤压痕, 挤压痕在转子顺旋转方向的一侧, 呈圆弧形 (图 5)。

分油盘镀银面 (即与转子相配合的一面) 的分油槽一端有微凸挤压痕, 挤压痕相对于转子旋转方向的一侧, 也呈圆弧形 (图 6)。而分油

盘未镀银面 (即与壳体接触的一面) 的分油槽一端, 有一较深光滑且完整的圆弧凹槽 (图 7)。经测量, 压痕半径 R 为 2 866mm, 弦长 L 为 4.8 mm, 弦高 H 为 3.048mm, 压深 h 为 2.553mm (图 8)。

分油盘未镀银的一面, 定位销孔与分油槽之间有压痕, 压痕位置与转子压痕位置相一致, 壳体上的销子则向旋转方向倾斜。

1.2 硬度检测

由断口起沿轴向渐离断口取纵向试样 (图 9)。使用 HX-1 型显微硬度计检测传动杆的硬度, 硬度测试值见表 1。

表 1 硬度测试结果

Table 1 Hardness testing results

Distance from the fracture surface /mm	0.08	0.56	5.2	6.8	9.8
Measurement	44~45	47	38.5	35.5	32

测试结果表明, 断口周边硬度最高, 渐离断口硬度逐渐递减, 到 9.8mm 处的硬度近似正常

的调质热处理组织。

1.3 金相分析

用 Neophot2 金相显微镜观察传动杆显微组织, 结果如下:

1) 夹杂物: 氧化物为 0.5 级; 无硫化物, 符合材料技术要求。

2) 金相组织: 试样与显微硬度试样相同。用硝酸、酒精腐蚀, 从断口起沿轴向渐离断口, 受蚀深浅逐渐变化, 腐蚀深浅变化距离断口约 7.5mm (图 9)。这种腐蚀深浅变化过渡相似于摩擦对焊试样腐蚀深浅的变化, 腐蚀深浅不同的原因, 是断口位置和远离断口的各段区间温度的高低不同, 致使各区间得到不同的抗蚀性能组织。

距断口 10mm 位置组织是均匀细微的索氏体, 无游离铁素体, 未发现欠热或过热等不正常现象, 属调质热处理组织状态 (图 10)。

靠近断口位置截面组织 (图 11) 与图 10 的组织明显不同, 组织细微, 400 倍不能辨别组织形貌, 分析认为是属低温回火的低碳马氏体, 组

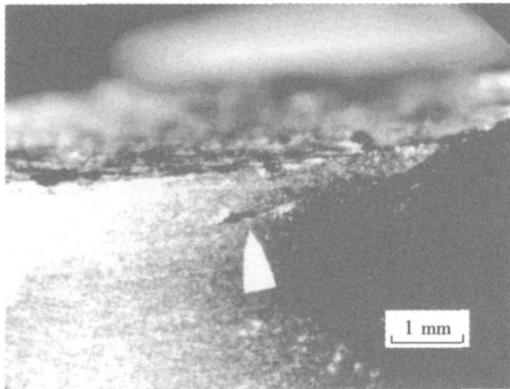


图 4 断口边缘裂缝形貌

Fig. 4 Crack near the edge of the fracture surface

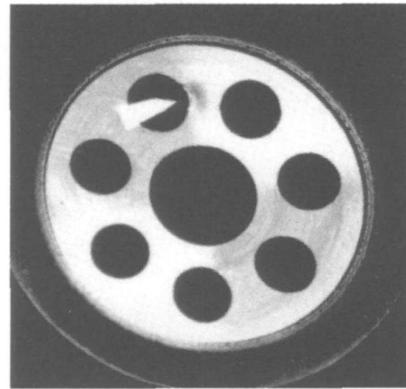


图 5 转子端面孔口压痕

Fig. 5 Extrusion trace along a hole of the rotor

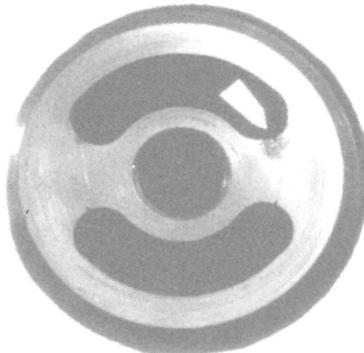


图 6 分油盘镀银面槽端压痕

Fig. 6 Extrusion trace at the bottom of the groove in the silver-plated plane of the oil-separating disc

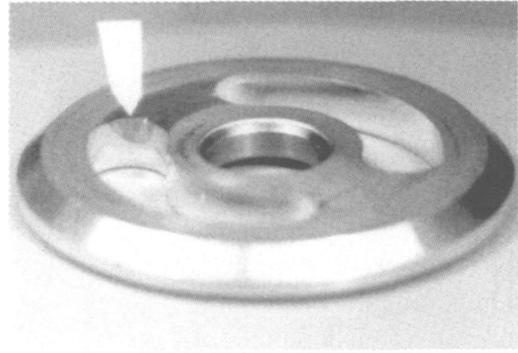


图 7 分油盘未镀银面槽端压痕

Fig. 7 Extrusion trace at the bottom of the groove in the unplated plane of the oil-separating disc

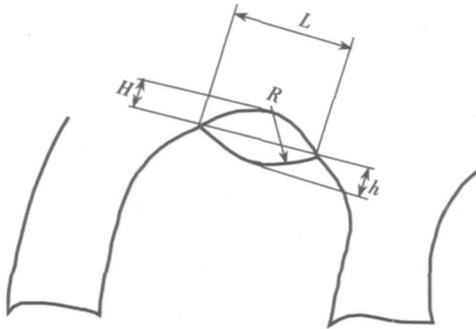


图 8 分油盘圆弧压痕测量方式示意图

Fig. 8 Schematic illustration of measuring the size of the circle-arc extrusion trace at the oil-separating disc

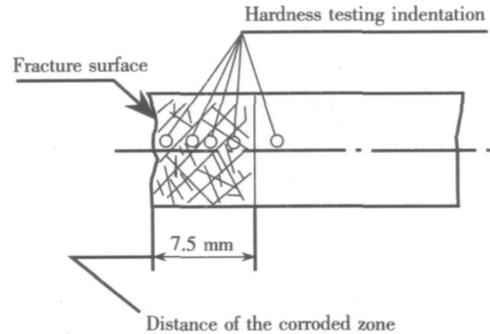


图 9 显微硬度和腐蚀距离示意图

Fig. 9 Schematic illustration of hardness testing indentations and corroded zone

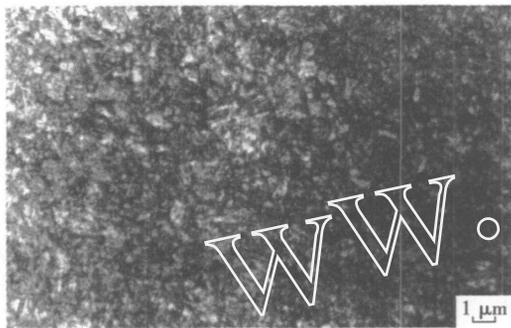


图 10 距断口 10 mm 截面组织

Fig. 10 Sorbitic structure 10 mm away from the fracture surface

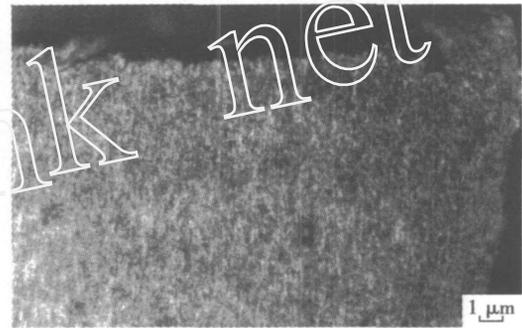


图 11 断口位置截面组织低碳马氏体组织

Fig. 11 Low-carbon martensitic structure near the fracture surface

织细微的原因与高温、高速，短时加热相关，即同摩擦对焊的加热方式相同。

断口附近组织演变到图 10 的调质热处理组织是逐渐过渡的，不是阶梯式突变，这种组织变化的原因，是断口位置和远离断口的各段区间温度高低不同所引起^[4]。

2 分析与讨论

1) 氧化烧灼颜色形成原因：断口位置硬度高，金相组织是细微的低碳马氏体，远离断口硬度逐渐降低，硬度低至 $HV_{0.1}$ 为 302 位置的组织是断轴正常的调质热处理组织，这说明断口周围已重复受热，温度已达到淬火温度范围，结合断裂面遗留的摩擦损伤一并分析，断口硬度增高，组织已被重复加热淬火。则可判断氧化烧灼颜色形成的原因是转子轴断裂后，两断口相对高速摩擦、生热，温度短时间高达传动杆材料的淬火温度而引起。归纳起来即传动杆先断，然后摩擦氧化烧灼。由此，氧化烧灼颜色并不是传动杆原有裂缝而着上的法兰色或裂缝中的其他腐蚀。

2) 传动杆断裂的原因：转子端面孔口和分

油盘分油槽孔口遗留有挤压痕^[5]，挤压痕半径 R 为 2 866 mm，呈圆柱形，由此可判断，挤压痕的产生是一种半径 $R = 2\ 866\text{ mm}$ 的圆柱异物介入而引起。由于分油盘是铜质材料，塑性高。圆柱异物介入分油槽后，使分油槽的另一面凸起，卡在转子孔内，给高速旋转的主动传动杆增加了外加扭矩抗力，旋转受阻，迫使传动杆最薄弱的部位扭断。

3) 异物介入的原因：定位销的直径为 4 mm，其安装方法有 2 种：一是将定位销直接镶入壳体，让分油盘的定位孔与销配合；二是将定位销插入分油盘的定位孔，让销与壳体的定位孔配合。分油盘定位孔的深度 $h = 3\text{ mm}$ ，端面为 1 mm，定位销最高突出壳体平面不得大于 4 mm，这个高度尺寸是确保分油盘固定的尺寸。此尺寸如果过低，加上试车的速度不均匀，装配质量不高等诸多不利因素，分油盘在转子摩擦力的作用下，就会对销子有冲击力，使得分油盘定位孔扩大损坏，从而使得销子倾斜，脱离定位孔，分油盘移位，销子滑进分油槽，致使分油盘一面凸起变形，造成高速旋转的主动传动杆增加了外加扭

(下转第 224 页)

位下降,而晶内仍保持钝态,这样晶界晶内就形成微电池而产生晶界腐蚀,晶界腐蚀的存在,大大降低材料的力学性能,而且难以发现^[5]。波纹管表面本身有一层钝化膜,当钝化膜某一点发生破坏时,破坏区下的金属基体与表面未破坏区形成腐蚀电池,钝化表面为阴极,活化表面为阳极,腐蚀向纵深发展形成点蚀。金属构件发生点蚀,与金属构件表面结构的不均匀性有关^[6]。

3) 波纹管受力情况分析:波纹管在受到外压作用下,波纹管波谷处的曲率半径增加,波峰处的曲率半径减小,使得应力分布有所不同,但总的趋势是波谷处应力较大。波纹管在进行试验时,波谷会产生相对较大的应力,当应力超过波纹管的屈服极限时,波纹管在交变载荷的作用下很容易发生破坏,使得波纹管在波谷处很容易断裂^[7],这也是波纹管断裂发生在第一波纹与第二波纹连接的波谷处的原因之一。

4) 断口微观形貌分析:断口具有典型的双向起源疲劳断裂特征,这与波纹管内外表面均存在不同程度的晶界腐蚀和点蚀情况是分不开的。断裂源区一般取决于材料应力集中的大小及材料强度的高低。当材料局部区域存在缺陷时,会使缺陷处的强度大幅度降低,易成为裂纹的起源位置,波纹管断裂应该起源于波纹管内外表面缺陷处,即发生晶界腐蚀或点蚀的位置,此处最为薄弱,再加上所受外力超过材料屈服强度时,波纹管便会开裂^[8]。

此外,波纹管在试验过程中,承受由空气压力变化而产生的交变应力、热应力以及振动应力,波纹管组件在装机试验过程中,有可能存在安装精度不够而出现偏差,连接元件未拧紧而出

现松动等情况,在发动机工作时,这些情况都会引起波纹管组件产生一定的附加应力。当这些应力的叠加作用超过波纹管本身的疲劳强度时,也可能引起其疲劳断裂。

4 结论

- 1) 波纹管断裂模式为疲劳断裂;
- 2) 波纹管内外表面均存在不同程度的晶界腐蚀和点蚀是波纹管疲劳断裂的主要原因;
- 3) 在超薄结构件中不推荐使用 1Cr18Ni9Ti 不锈钢。

参 考 文 献

- [1] 王化祥. 金属波纹管的失效分析 [J]. 工业仪表与自动化装置, 1987, 5(2): 14-15.
- [2] 张玉田, 杨方, 齐乐华. Incone625 合金波纹管失效分析 [J]. 材料开发与应用, 2006, 21(4): 11.
- [3] 李冰雁. 波纹管的失效分析 [J]. 电子工艺技术, 2000, 21(1): 168-173.
- [4] 《中国航空材料手册》编辑委员会. 中国航空材料手册: 第 1 卷 [M]. 北京: 中国标准出版社, 2001: 565-566.
- [5] 张栋, 钟培道, 陶春虎, 等. 失效分析 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2004.
- [6] 胡丽华, 杜楠, 王梅丰, 等. 1Cr18Ni9Ti 不锈钢在酸性 NaCl 溶液中的点蚀电化学特征 [J]. 失效分析与预防, 2006, 1(3): 6-10.
- [7] 姜宏春, 蔡纪宁. 机械密封用挤压成形金属波纹管应力及轴向刚度的有限元分析 [J]. 化工设备与管道, 2007, 44(5): 15-16.
- [8] 有移亮, 杨柯, 苏梅, 等. 波纹管失效分析 [J]. 金属热处理, 2005, 30(3): 75-76.

(上接第 216 页)

矩抗力, 旋转受阻, 迫使传动杆最薄弱的部位扭断, 分析认为此异物应为定位销。

3 结论

1) 传动杆材料牌号、材质、热处理金相组织符合技术要求;

2) 传动杆断裂性质为过载断裂, 其原因是转子端面柱塞油孔口同分油盘槽孔之间定位销介入, 使传动杆旋转受阻, 迫使传动杆扭断。

参 考 文 献

- [1] 飞机教研组. 飞机附件修理 [M]. 长沙: 空军长沙航空工程学校, 1996.
- [2] 空军航空工程部编写组. 某型飞机附件技术标准 [S]. 兰州: 空军航空工程部, 1981: 89-117.
- [3] 竺海量. 金属材料基础 [M]. 长沙: 湖南科学技术出版社, 1979.
- [4] 热处理手册编委会. 热处理手册 [S]. 北京: 机械工业出版社, 1978: 389-395.
- [5] 熊志文, 殷汝新, 杨大勇. 液压泵安装座壳体裂纹失效分析 [J]. 失效分析与预防, 2007, 2(4): 40-44.