

某燃油调节器壳体开裂原因分析

张娟 李璠 黄鑫

(中国航发贵州红林航空动力控制科技有限公司)

摘要 某燃油调节器在外场服役时由于壳体开裂而发生漏油故障,通过理化检测、故障树分析、机理分析和故障复现的方法,对壳体开裂原因进行分析。结果表明,密封圈选用不合理,紧度偏大,壳体壁厚偏差,以及产品在装配过程中,受异常载荷等因素,致使壳体过载产生裂纹。针对故障原因提出了改进措施并通过验证试验,满足了装配和使用要求。

关键词 燃油调节器壳体;开裂;密封圈;故障树

中图分类号 TG146.21;TG115.6 **文献标志码** A

DOI:10.15980/j.tzzz.2023.07.027

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Origination Analysis on Cracking of a Fuel Regulator Shell

Zhang Juan, Li Fan, Huang Xin

(AECC Guizhou Honglin Aero Engine Control Technology Co., Ltd.)

Abstract: Shell cracking and oil leakage failure occurs on a fuel regulator during field work, and the origination was analyzed through physical and chemical testing, fault tree analysis, mechanism analysis and fault recurrence method. The results indicate that the sealing ring selection is unreasonable with the large tightness and the poor shell wall thickness, and the product suffers abnormal load during assembly process, resulting in the shell overload crack. Improvement measures were proposed in view of failure cause, and verification tests was passed, meeting the assembly and use requirements.

Key Words: Fuel Regulator Housing, Cracking, Seal, Fault Tree

1 产品缺陷分析

某燃油调节器在外场服役时发生漏油故障,通过故障排查,发现其主油路进口管接头处壳体开裂,见图 1。

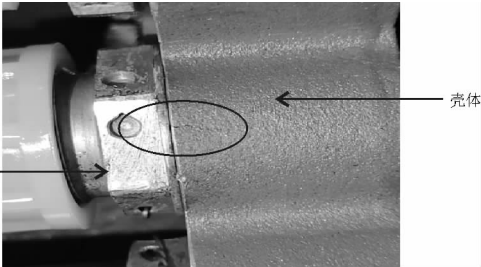
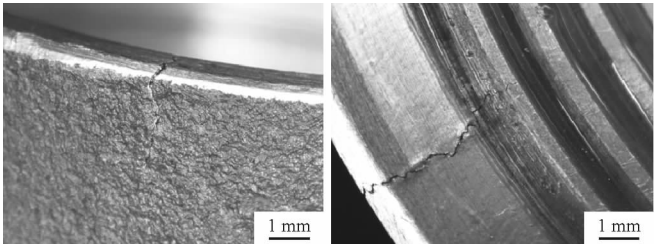


图 1 开裂壳体实物
Fig.1 Product of cracked shell

对管接头解剖,放大观察可见安装管接头的壳体孔壁处有一裂纹,见图 2。裂纹出现在管接头的壁厚最大变形部位,该处的壁厚较其他部位薄。裂纹沿孔壁扩展。裂纹在螺孔外表面长约 7 mm,内表面长(螺纹表面)约 9 mm;在孔口处的倒角斜面靠第 1 扣螺纹上可

见明显的黑色痕迹。该壳体材质为 T5 态 ZL101 合金,硬度(HB)为 76~110。壳体表面最终经过阳极氧化处理。



(a) 外壁形貌 (b) 内壁形貌

图 2 开裂壳体形貌
Fig.2 Cracked shell morphology

2 壳体开裂原因分析

通过 POUNDRY-MASTER PRO 全谱直读火花光谱仪对壳体化学成分进行了分析,结果见表 1。结果表明,壳体材料化学成分符合 HB962^[1]标准要求。

收稿日期:2022-10-03;修改稿收到日期:2023-06-05
第一作者简介:张娟,女,1978 年出生,高级工程师,贵阳(550025),E-mail:149034205@qq.com
引用格式:张娟,李璠,黄鑫. 某燃油调节器壳体开裂原因分析[J]. 特种铸造及有色合金,2023,43(7):989-991.
ZHANG J, LI F, HUANG X. Origination analysis on cracking of a fuel regulator shell[J]. Special Casting & Nonferrous Alloys, 2023, 43 (7):989-991.

表 1 壳体材料的化学成分

标准要求	WB				
	Si	Fe	Cu	Mg	Al
壳体材料	7.14	0.7	<0.2	0.33	余量
HB962	6.5~7.5	<0.90	<0.2	0.20~0.40	余量

切取壳体制备硬度试样,依据硬度测试标准^[2],采用 HB3000 型布氏硬度计进行硬度检测,载荷为 2 452 N,采用 $\phi 5$ mm 硬质合金球,加载 30 s。硬度检测发现,壳体平均硬度(HB)为 95.2,符合设计。

截取壳体制备金相试样,采用 MP-2A 型磨抛机,磨至镜面,用体积分数为 5% 的 HF 腐蚀,用 OLYMPUS GX-71 型金相显微镜检测壳体金相组织,见图 3,可见壳体组织中存在 α -Al 固溶体+共晶 Si(呈细小点状和椭圆形分布于枝晶间)+少量细小针状 β -Al₃Si₂Fe₂ 相,未发现过烧现象^[3]。

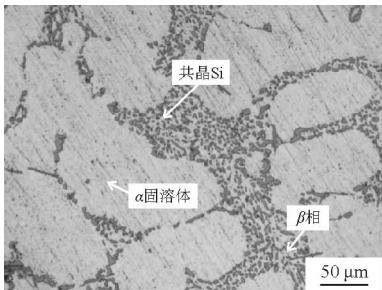
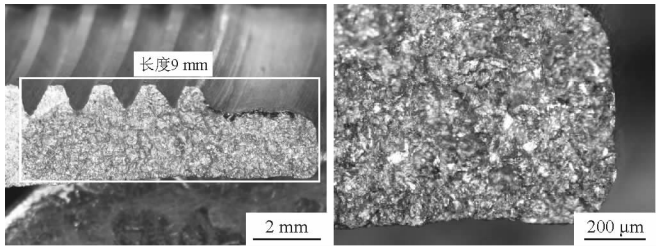


图 3 壳体金相组织
Fig.3 Metallographic structure of shell

该壳体在铸态变质处理后经 T5 处理 [(535 ± 5) $^{\circ}\text{C}\times(5\sim 6)$ h 固溶, $60\sim 100$ $^{\circ}\text{C}$ 水冷, (165 ± 5) $^{\circ}\text{C}\times(7\sim 8)$ h, 空冷]。壳体在发动机上工作温度 ≤ 130 $^{\circ}\text{C}$,在此温度下壳体金相组织不会产生新的析出相,因此组织没有发生改变。

采用 NiKon-SMZ1000 型体视显微镜对试样断口进行宏观分析,见图 4。可见开裂由孔口边开始,在靠内孔边缘的断面上可见黑色的橡胶残渣附着,说明壳体开裂时,密封圈仍然处于密封部位,见图 4a。开裂深度大约为 9 mm。断面呈灰色细磁状,无阳极化色泽。在体视显微镜下观察,断面上未见夹杂、气泡、偏析等铸造缺陷,见图 4b。



(a) 断口整体形貌 (b) 断口局部形貌
图 4 壳体的断口形貌
Fig.4 Fracture morphologies of shell

采用蔡司 EVO10 扫描电镜对断口形貌进行分析,结果见图 5 和图 6。可以看出,整个断面均为韧窝花样,说明断裂模式为过载断裂^[4]。

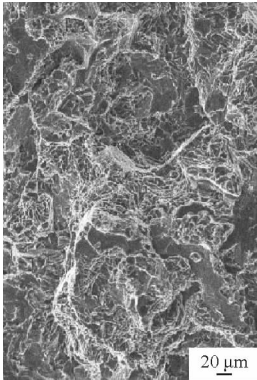


图 5 裂纹打开断口微观特征
Fig.5 Fracture features of opening crack

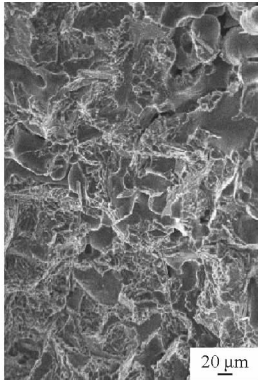


图 6 人工断口微观特征
Fig.6 Artificial fracture features

根据该壳体的加工工序分析,最后工序是阳极氧化,从裂纹断面上的色泽来看,均为灰色的细磁状,未见其他颜色,因此判断裂纹在最终阳极化工序前不存在,由此说明壳体裂纹与制造过程无关。

壳体管接头装配时,在壳体孔口倒角斜面与管接头之间有一密封胶圈,其作用是保证管接头处的密封性确保壳体密封不漏油。从孔口倒角斜面上明显的黑色痕迹(见图 2b)分析,是管接头上的密封圈与斜面发生了直接接触而产生了磨损,使密封圈涂抹在壳体上形成的痕迹。从靠内孔边缘断面上的黑色橡胶残渣,说明壳体开裂时,密封圈仍然处于密封部位,并且密封圈向裂缝内膨胀,从另一方面也说明密封胶圈尺寸略大。

裂纹在内表面的长度较外表面长,说明裂纹起源于孔口的内表面,且沿孔壁向外扩展,同时说明壳体在内表面受的张力较大。孔口由于倒角,壁厚较小,且开裂处的壁厚相对整个壳体管接头孔部位是最薄弱处;裂纹在孔口的张开度最大,孔口受到的张应力最大。

综上,该壳体裂纹是在安装管接头时在拧紧力作用下,密封胶圈被挤压过紧、变形、偏移,管接头孔口内表面(有密封胶圈处)受到了较大拉应力,导致在壳体壁厚较薄弱处产生过载开裂,致使密封失效,产生漏油现象。

主油路进口管接头处结构见图 7,由调节器壳体、密封圈、管接头组成。管接头在装配过程中,是先将密封胶圈套在管接头上,再将管接头旋入壳体,直至管接头端面与壳体端面贴合,管接头才能通过橡胶圈的紧度起到密封的作用。

管接头 3 通过管路接主燃油调节器主油路出口,最大工作压力为 6 MPa。管接头通过 M22 mm $\times$ 1.5 mm 的螺纹与壳体上孔的内螺纹相连,并通过密封圈密封壳体内部燃油,确保此处密封性。该燃油调节器壳体开裂

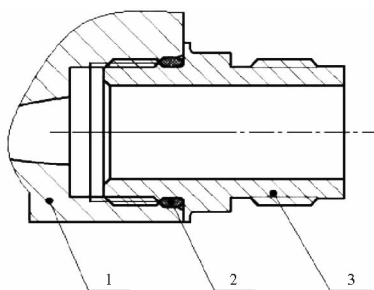


图7 壳体装配结构图

Fig.7 Structure diagram of shell assembling

1.壳体 2.密封圈 3.管接头

部位感受的工作压力是低压腔的压力，压力值为 240~370 kPa。

故障分析发现，现产品结构密封圈安装槽体积较标准小，密封圈体积较标准大，安装槽截面积小于密封圈截面积，GJB 250A-96 规定密封圈永久压缩率为 20%，密封圈仍处于弹性范围内。因装配要求，管接头端面要与壳体贴合，没有对管接头装配的扭矩进行限制，当管接头旋扭不够时，装配人员会加大外力对管接头进行装配，此时很可能造成密封胶圈的损坏、挤出外露，丧失密封作用，同时还使得壳体管接头处受到异常大的拉应力，当拉应力超过了壳体的强度极限时，将会造成开裂。

通过上述分析，壳体开裂原因为密封圈选用不合理，紧度偏大，壳体壁厚偏下差，再加上产品在装配过程中，受异常载荷等因素，致使壳体过载产生裂纹。

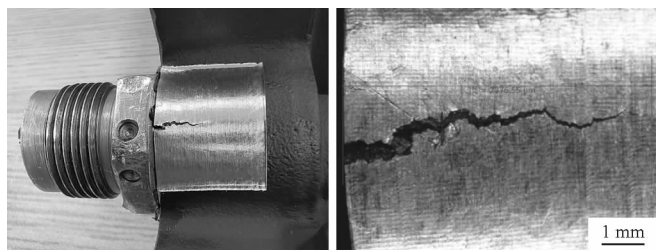
3 故障复现

为验证壳体开裂故障结论准确性，进行壳体开裂故障复现试验。试验用壳体、密封圈及管接头均采用新件，对故障位置壳体壁厚尺寸进行测量，厚度为 1.9~2.1 mm 和 2.46~2.66 mm（故障件为 2.14~2.24 mm；设计图纸为 1.84~2.64 mm）。

(1) 试验时用厚度为 1.9~2.1 mm 的壳体，在管接头安装密封圈处增加一保护圈，模拟密封圈在使用过程浸泡在燃油中膨胀和高温膨胀的状态。正常将管接头拧紧后，从 50 N·m 开始加载，每增加 5 N·m 检查一次，当力矩加载至 60 N·m 时，壳体即出现较为明显裂纹，壳体开裂故障复现，见图 8。

(2) 试验用壁厚为 2.46~2.66 mm 的壳体，按上述方法并增加安装试验器转接管接头进行试验，单独拧紧管接头，故障未复现；增加试验器转接管接头时，当力矩加载至约 80 N·m 时，壳体即出现较为明显裂纹，壳体开裂故障复现，见图 9。

综上，在密封圈紧度偏大、受力异常的情况下，壳体因过载产生裂纹。



(a) 裂纹

(b) 裂纹放大

图8 试验壳体厚度为 1.9~2.1 mm

Fig.8 Test shell thickness of 1.9 to 2.1 mm



(a) 开裂部位

(b) 开裂处壁厚形貌

图9 试验壳体厚度为 2.46 mm~2.66 mm

Fig.9 Test shell thickness of 2.46~2.66 mm

4 改进措施及验证

(1) 将密封圈规格 20 mm×2.5 mm 更换为 19 mm×2.5 mm。更换密封圈后，在装配管接头时，密封圈处于正常紧度配合，正常拧紧即可满足密封要求，不会产生过大胀紧力。

(2) 为提高壳体可靠性，避免壳体加工中出现壳体壁厚偏下限时，且提高产品装配及试验过程承受异常载荷的抗力，将壳体主油路进口管接头安装孔外壁尺寸由 R13.5 mm 增加到 R15 mm，壁厚由 2.25 mm 增加到 3.75 mm。

(3) 按照上述改进措施加工的壳体及更换密封圈后，按照设计图要求进行强度试验。试验在 CS-182A 型高压强度试验器上进行，接通 10 MPa 压力的燃油，经 3 min 强度试验验证，无燃油渗出，密封圈完好。相对密封工况为 6 MPa 的使用工况，密封裕度足够，能满足密封性要求。

5 结 语

通过对主油路进口管接头壳体开裂原因分析，判定壳体裂纹故障为密封圈选用不合理、紧度偏大、壳体壁厚偏差共同所致，再加上产品在装配、试验过程中，受异常载荷等综合因素影响，致使壳体过载产生裂纹。

参 考 文 献

- [1] HB962 86—2002. 铸造铝合金[S].
- [2] GB/T231.1—2010. 金属材料布氏硬度试验第一部分试验方法[S].
- [3] 李炯辉. 金属材料金相图谱[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [4] 陶春虎. 军工产品失效分析技术手册[M]. 北京: 国防工业出版社, 2009.

(编辑: 彭瑾)