

使用维修

某柴油机排气挺杆断裂故障原因分析与改进优化

王建国, 张 杰

(海军驻兴平地区军事代表室, 陕西柴油机重工有限公司, 陕西 兴平 713105)

摘 要: 针对某国产柴油机发生的排气挺杆断裂故障原因进行分析。分析结果表明, 故障系由排气挺杆壁厚偏差过大, 挺杆承受附加弯矩而出现疲劳破坏导致。根据故障机理, 提出了挺杆优化方案。

关键词: 柴油机; 挺杆; 断裂

中图分类号: TK423.4⁺3 **文献标识码:** B **文章编号:** 1001-4357(2015)01-0049-02

0 引 言

柴油机气阀挺杆是气阀传动机构中的重要组件, 由凸轮轴推动做往复运动, 通过摇臂按照规定的正时打开和关闭气阀。工作过程中, 挺杆承受交变的压应力, 因此, 挺杆的结构、材料以及加工质量都对挺杆的可靠性有着不可忽视的影响。本文针对某柴油机发生的排气阀挺杆断裂故障原因进行分析, 确定故障原因并提出了改进措施。

1 故障描述

某柴油机在突加负荷时, 柴油机排温异常报警, 立即机旁停车。拆检发现 B6 缸排气挺杆断裂, 断裂情况见图 1。排气挺杆两端壁厚正常, 断裂处圆周方向壁厚不均匀, 最厚处约 4.1 mm, 最薄处约 0.5 mm。



图 1 排气挺杆断裂情况

2 断口分析

2.1 材料分析

挺杆材料为 45 GB/T699-1999, 在断裂挺杆上取样进行化学成分分析, 结果表明材料化学成分符合技术要求, 详见表 1。

表 1 化学成份检查结果

元素	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu
实测值/%	0.46	0.29	0.66	0.007	0.029	0.012	0.011	0.010
要求值/%	0.42~0.50	0.17~0.37	0.50~0.80	≤0.035	≤0.035	≤0.25	≤0.25	≤0.25

按照 GB/T 10561-2005 标准中实际检验 A 法对挺杆基体的非金属夹杂物进行评级, 结果为: A1.5, B1.0, C1.0, D0.5, 基体显微组织为回火索氏体+极少量铁素体, 见图 2。

在断裂挺杆上管剖 110 mm×10 mm 矩形条状拉伸试样进行力学性能检验, 检验结果抗拉强度 R_m : 797 MPa, 断后伸长率 A: 9%, 符合图纸要求, 见表 2。

2.2 断口特征分析

挺杆断裂处宏观形貌如图 3 所示, 断面可见

挺杆的壁厚不均匀, 壁厚较薄区域已经严重破坏, 挺杆上方断口已经磨光, 下方断口壁厚较厚区域可见明显的贝壳纹特征。从贝壳纹的形貌和贝壳纹间距可以判断: 主裂纹起源于薄壁区域的内壁, 沿着两个方向向厚壁处扩展, 在两个裂纹扩展的交界区域(最后瞬断区), 挺杆外壁存在次裂纹源。

内壁的宏观形貌显示, 内壁加工比较粗糙, 存在明显的加工刀痕和台阶, 见图 4。

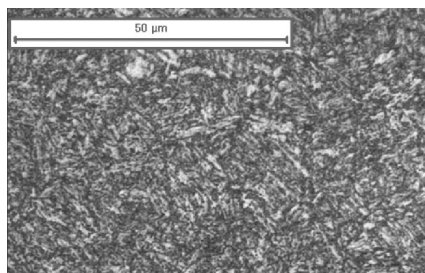


图 2 回火索氏体+极少量铁素体

表 2 机械性能测试结果

	抗拉强度/ MPa	断后延伸率
实测值	797	9%
要求值	≥645	≥4%

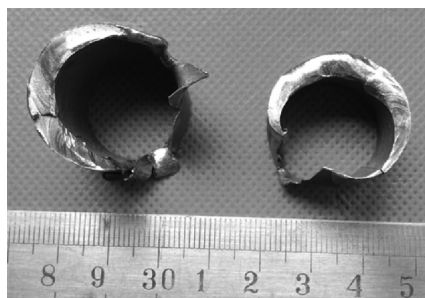


图 3 断口宏观特征



图 4 挺杆内壁宏观特征

将断口试样清洗后置于扫描电镜下观察, 次裂纹源形貌见图 5; 将裂纹扩展区放大 3000 倍后则呈现出疲劳扩展辉纹, 见图 6; 瞬断区的微观形貌为韧窝特征, 见图 7。

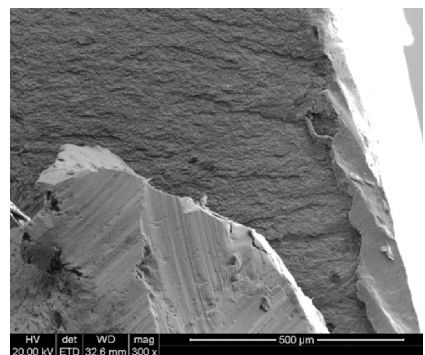


图 5 次裂纹源区形貌

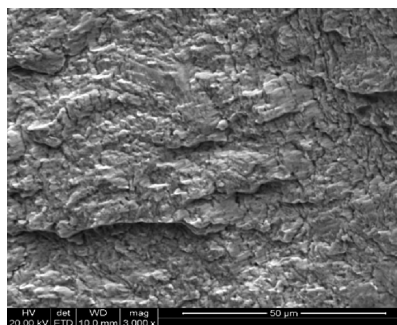


图 6 次裂纹扩展区形貌

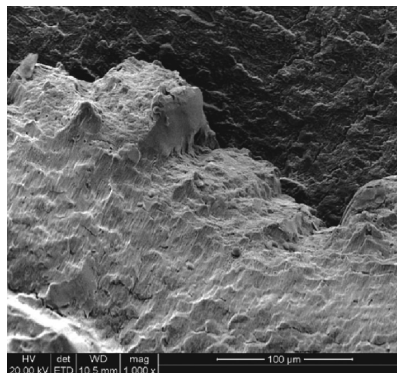


图 7 瞬断区形貌

3 断裂原因分析

从挺杆加工工艺看, 由于零件内孔较深, 且长径比较大, 工艺上采用扩孔钻从两端扩内孔。分析认为, 导致排气挺杆壁厚不均匀的原因是由于钻孔时两端内孔产生偏斜所致。

工作过程中, 挺杆的真实受力情况复杂, 下面利用有限元法对壁厚不均匀的挺杆的受力状态进行定性分析。根据断裂排气挺杆壁厚情况, 取最小壁厚为 0.50 mm、最大壁厚 4.5 mm, 建立其有限元计算模型, 两端施加正常受力 25 000 N, 计算结果如图 8 所示, 气阀挺杆最薄处变形量和应力最大, 加之内壁加工粗糙, 出现应力集中, 在内壁萌生裂纹。

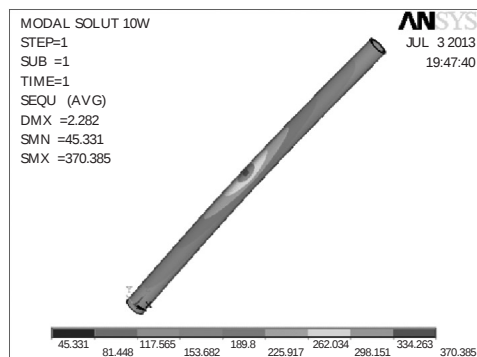


图 8 强度计算云图

(下转第 54 页)

标；四是挺柱体滚轮、凸轮轴材料不合格；五是油泵装配过程控制不到位，挺柱体滚轮与泵体干涉造成。具体分析如下：

(1) 分派 2 个专业小组前往 S 汽车厂和 H 汽车厂调研整车装配调试情况，结果未发现问题。此项不是主要因素。

(2) 对喷油泵尺寸链重新核算，发现喷油泵挺柱体滚轮与泵体干涉的裕度偏小，在考虑零件制造偏差的情况下，存在干涉风险；尤其是泵体和轴承侧盖的配合尺寸不合理，造成凸轮轴间隙过大，挺柱滚轮径向晃动，存在导致挺柱滚轮和泵体干涉风险。此项列为主因。

(3) 由于故障件泵体、挺柱体、凸轮轴、轴承侧盖等件已严重磨损，无法对故障件进行实物测量。抽检了 25 台库存喷油泵，发现零件尺寸在图纸要求范围内。此项不是主要因素。

(4) 由本公司和供应商分别对 2 台和 9 台故障喷油泵的挺柱体、凸轮轴材料进行理化分析，各零件材料及金相组织未发现异常，而这 11 台油泵分别来自三个批次油泵。故此项目不是主要因素。

(5) 对油泵装配过程进行排查，发现在油泵装配时，如图 3 所示的紧固方式存在使轴承孔变形的风险。若轴承孔变形，在配合尺寸裕度不大的前提下，易导致挺柱滚轮与泵体干涉。表明该泵体紧固方式不合理，此项是主要原因。

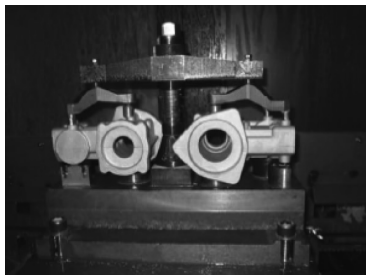


图 3 泵体紧固方式

2.2 故障原因

综合分析，得出两个主要故障原因：

(1) 泵体和轴承侧盖的配合尺寸不合理，造成凸轮轴间隙过大，挺柱滚轮径向晃动，导致挺柱滚轮和泵体存在干涉风险。

(2) 喷油泵装配过程泵体紧固方式不合理，采用一面两销定位，用压板压紧的方式，易导致轴承孔产生轻微变形，进一步加剧了挺柱体滚轮同泵体干涉的风险。

3 改进方案

对泵体和轴承侧盖的配合尺寸进行了设计优化，以防止凸轮轴间隙过大、径向晃动导致挺柱滚轮和泵体干涉。

优化喷油泵装配过程中泵体的紧固工艺：由原采用一面两销定位，用压板压紧的方式改为使用三点螺纹反吊定位，单件加工的方式，见图 4。

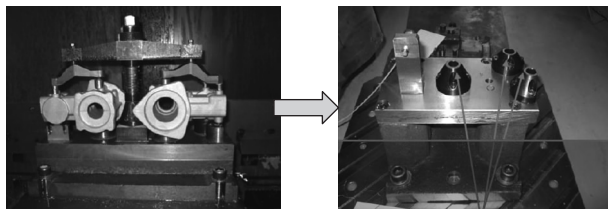


图 4 改进后的泵体紧固方式

在改进措施实施后，截止目前，未再发生喷油泵泵体开裂故障。

4 结 语

综上所述，面对复杂的故障，关键在于故障原因的分析与确定。在该过程中，以实物分析为基础展开故障原因的调查分析，全面考虑潜在因素，逐一排查确认，找到根本原因，有针对性地进行整改，大大缩短故障闭环周期，满足市场需求。

(上接第 50 页)

裂纹萌生后在交变力作用下，裂纹沿着两个方向向厚壁区域扩展，偏心管厚壁区域外表面的拉应力较大，此时厚壁外表面萌生裂纹，最后断裂为三个方向疲劳裂纹扩展共同作用。当裂纹扩展到剩余截面不能承受工作应力后，断裂发生，断裂后上下断口发生碰撞，在裂纹起源的薄壁区域发生碰撞损伤。

4 小 结

综上所述，本次故障是由于排气挺杆在加工过

程中两端内孔发生偏斜，在断裂处壁厚偏差较大，工作时存在较大变形和应力集中，而萌生裂纹，裂纹以疲劳的方式扩展，最终导致断裂。

建议采用内径为挺杆内孔、外径大于挺杆外径的精拔钢管，内孔不加工，这样就避免了内孔加工时导致的壁厚超差问题。