

使用维修

发动机零件失效案例分析

孙 屏¹, 戴雅康²

(1. 大连市产品质量监督检验所, 辽宁大连 116021; 2. 大连交通大学, 辽宁大连 116021)

摘 要: 列举了发动机曲轴疲劳断裂、曲轴连杆颈磨损及气缸套裂纹等失效案例, 进行了针对性的分析, 并提出了改进意见。

关键词: 发动机; 零件; 失效

中图分类号: TK428 **文献标识码:** B **文章编号:** 1001-4357(2010)02-0046-04

1 引 言

发动机是使用极其广泛的动力机械, 零部件处于不同工作条件下, 往往产生不同的失效形式。即使是同一零件, 产生相同的失效形式, 也可能是不同原因引起。通过对数例发动机零件失效案的分析, 深感失效原因的复杂性。本文列举几个发动机零件失效案例并进行分析。

2 曲轴疲劳断裂失效

该曲轴经检修后, 运行了 6 000 km, 在连杆颈与主轴颈之间的曲柄臂处发生断裂, 如图 1 所示。

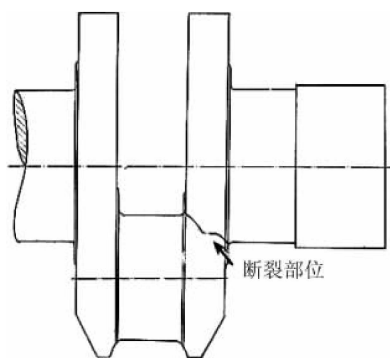


图 1 曲轴断裂部位

展, 并逐渐与 b 区相连接, 使裂纹面扩大, 最后导致曲柄臂在 e 区断裂。



图 2 断口宏观照片

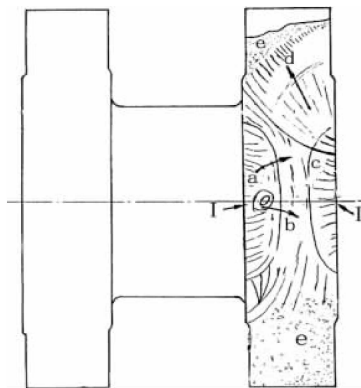


图 3 断裂面宏观形貌的描述

2.1 断口形貌分析

断口宏观照片见图 2。断裂面的宏观形貌示意图见图 3。由图 2 及图 3 可见, 该曲轴为典型的疲劳断裂。

在断裂面上可见到两个疲劳裂纹源 I 及 II, 分别产生在连杆颈颈和主轴颈的圆角处。由裂纹源 I 产生的裂纹向 a 区及 b 区扩展, 扩展区隐约可见海滩花样; 由裂纹源 II 产生的裂纹向 c 区及 d 区扩

为了查明曲柄臂断裂原因, 必须首先分析两个裂纹源中哪个是最初裂纹源。

从断裂面上裂纹扩展过程可知, 由连杆颈圆角处的裂纹源 I 所产生的疲劳裂纹台阶扩展区 a 及 b 较大, 并且 a 区的贝纹线(海滩状花样)较密, b 区的贝纹线不明显。说明此时裂纹扩展速度较慢, 并且在多次交变载荷作用下, 裂纹面反复张开和闭合而相互触碰, 致使断口上的贝纹线被压平, 在扫描

电镜下, 裂纹源 I 的形貌已难以辨认。由于裂纹面逐渐扩大, 使曲柄臂的有效断面面积不断减小, 主轴颈圆角处的应力逐渐增大, 而产生疲劳裂纹源 II。裂纹源 II 在扫描电镜下的微观形貌如图 4 所示, 可见其放射状的台阶花样。裂纹源 II 产生后, 裂纹扩展速度加快, 除在 c 区有呈台阶状扩展的花样外, 看不到裂纹扩展的贝纹线区域, 而直接进入放射状花样的快速撕裂区 d, 并与 b 区相连, 使曲柄臂的有效断面面积 e 不足以承受曲轴的载荷而断裂。

由上述分析可见, 连杆颈圆角处的裂纹源 I 是该曲柄臂的最初裂纹源。

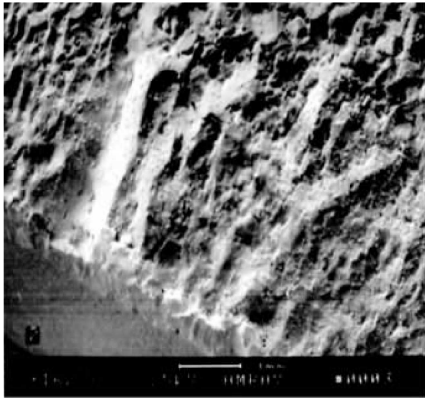


图 4 疲劳裂纹源 II 的微观形貌

2.2 断裂原因分析

疲劳裂纹源产生的主要原因一般是材质不良和加工不当。

该曲轴的材质为经调质处理的球墨铸铁, 其化学成分、金相组织和力学性能都符合设计要求。

从机械加工来看, 该曲轴连杆颈与曲柄臂相交的圆弧加工质量太差。其圆弧的形状如图 5 所示。设计要求圆弧半径为 R4, 但经磨削后, 形成两个半径为 2 mm 左右的小圆弧。根据曲轴的静态应力分析, 连杆颈与曲柄臂过渡圆角处存在应力集中现象。在圆角半径正常的情况下, 圆弧处的最大应力是轴颈中央截面处应力的 2~3.5 倍^[1]。在图 5 所示曲轴圆弧半径减小, 并有尖角存在的情况下, 其应力集中将更为严重, 致使该处成为疲劳断裂的裂纹源。

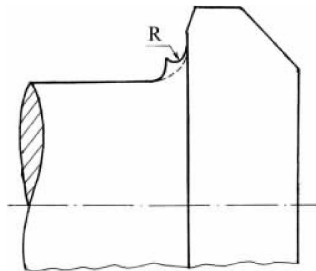


图 5 曲轴圆弧的加工形状

3 曲轴连杆颈磨损失效

某轿车发动机曲轴的照片如图 6 所示。在其第三连杆颈表面存在较为严重的拉伤现象, 并产生网状裂纹(龟裂)。

连杆颈表面拉伤的宏观形貌如图 7 所示。透过拉伤痕迹, 可见到连杆颈表面存在网状裂纹, 其金相照片分别示于图 8。



图 6 产生拉伤及裂纹的曲轴连杆颈



图 7 连杆颈表面的拉伤痕迹

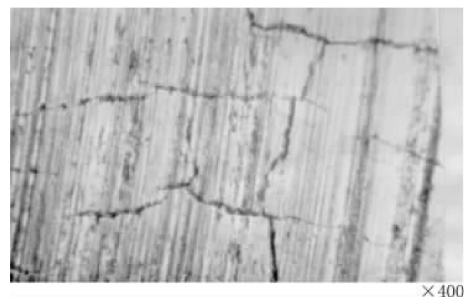


图 8 连杆颈表面的网状裂纹

3.1 连杆颈表面拉伤的机理分析

连杆颈与连杆瓦是一对摩擦副。在曲轴正常运转的情况下, 连杆颈与连杆瓦之间有一层润滑油薄膜起润滑作用, 并将两个摩擦表面隔开。

检验发现, 该曲轴第三连杆颈表面无润滑油, 连杆颈与连杆瓦之间呈现较为严重的干摩擦现象。

在润滑失效的情况下, 两个摩擦表面的金属直接接触, 便产生粘着磨损。

粘着磨损过程可用图 9^[2]说明。一般摩擦副的表面上总存在局部凸起, 当摩擦副接触时, 即使施加较小载荷, 在真实接触面上的局部应力作用下, 足以使凸起部位的金属产生塑性变形。倘若接触面洁净而未受到腐蚀, 则局部塑性变形会使两个接触

面上的原子彼此十分接近而产生原子间的键合作用,即所谓粘着现象。随后在继续滑动时,粘着点被剪断并转移到另一方金属表面,然后脱落下来,便形成磨屑。一个粘着点剪断了,又在新的地方产生粘着,随后也被剪断、转移,如此循环不已,就构成粘着磨损过程。

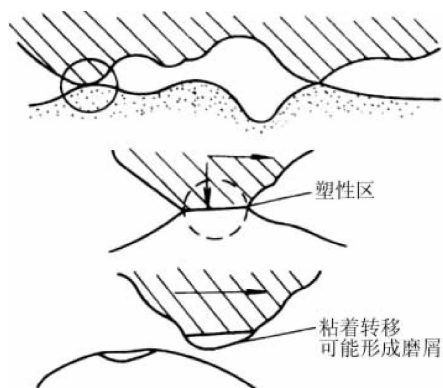


图9 粘着磨损过程示意图

当曲轴在高速、高负荷条件下运转时,摩擦表面显微凸起部分的金属不断产生粘着磨损,使金属表面沿着滑动摩擦方向形成粗糙的条带或沟槽,即所谓“拉伤”痕迹。

3.2 连杆颈表面裂纹的机理分析

随着拉伤过程的发展,摩擦表面愈加粗糙而产生大量热量,这种热量将使连杆颈浅表层金属产生两方面的影响^[3]:

(1) 浅表面金属迅速加热后体积膨胀,在随后的冷却过程中,由于体积迅速收缩受到内层金属的阻碍,而在浅表层内产生了拉应力。

(2) 摩擦产生的热量足以使连杆颈浅表层经过表面淬火的金属产生回火现象,使硬度降低,并使钢材的比容减小导致体积收缩。表层的体积收缩同样受到内层金属的阻碍,而在其中引起拉应力。这两种拉应力往往都是双向应力。浅表层金属在这种双向应力的作用下极易产生网状裂纹,即所谓“龟裂”。

该曲轴第三连杆颈摩擦副产生干摩擦的原因,在于发动机润滑系统未能正常发挥作用。

由于金属中的裂纹是不可修复的缺陷,在裂纹尖端应力场强度因子作用下,将促使裂纹逐渐扩展,直至曲轴断裂,因此该曲轴应作报废处理。

4 气缸套裂纹失效

发动机中气缸套与活塞环为一对摩擦副,为提高气缸套的耐磨性,在材质上采用高磷铸铁铸造

而成。

本案例的气缸套形状示于图 10a,其内表面上端产生了如图 10b 所示的长约 70 mm 的裂纹,图 10c 为从内表面穿透到外表面的裂纹。

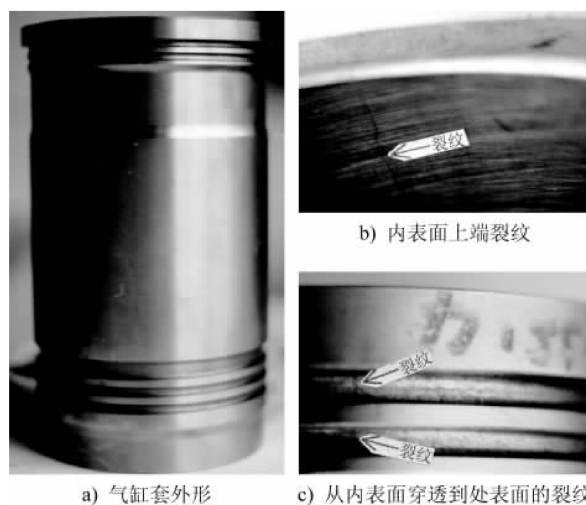


图 10

4.1 气缸套材质化学成分分析

该气缸套材质化学成分的光谱分析结果为: C 3.16%、Si 1.75%、Mn 0.90%、P 0.25%、S 0.12%。根据 JB/T2330-1993《内燃机高磷铸铁气缸套金相检验》标准,对 $\phi \leq 200\text{mm}$ 的气缸套要求其含磷量应大于 0.5%。因此,该气缸套的材质是不符合要求的。

4.2 气缸套材质的金相分析

根据《内燃机高磷铸铁缸套金相检验》标准,对该气缸套材质中的石墨、珠光体基体及磷共晶进行了检验。

石墨形状示于图 11a,呈菊花状,合格。珠光体基体示于图 11b,呈粗片状,属合格范畴。

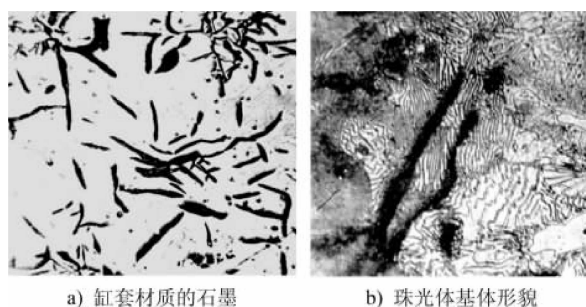
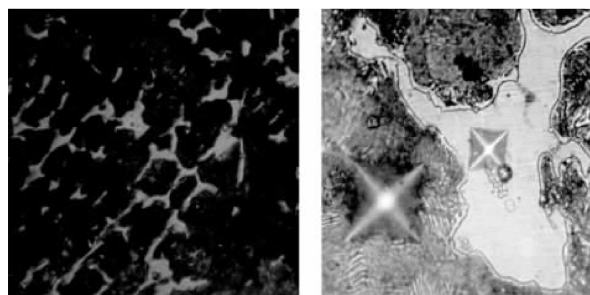


图 11

材质中的磷共晶是决定高磷铸铁力学性能的关键组织,可从磷共晶的分布及组成上来分析。图 12a 所示为磷共晶分布的金相照片,磷共晶的网孔直径较大,最大可达 0.43 mm,磷共晶呈较为严重

的枝晶分布,增加了材质的脆性。图 12b 为珠光体基体上分布的磷共晶(白亮块状物)金相照片。在 200 g 载荷下测定了珠光体基体及磷共晶的显微硬度,分别为 255HV0.2 和 1038HV0.2。资料表明^[4],二元磷共晶的显微硬度为 550~700 HV,碳化物的显微硬度为 950~1 050 HV。由此可知,该气缸套材质中磷共晶的组成,除含有少量呈点状分布的二元磷共晶外,大部分为含有块状渗碳体的复合物磷共晶,这种磷共晶性能极其硬而脆,是气缸套产生裂纹的根源。



a) 缸套材质中磷共晶的分布 b) 缸套材质中磷共晶的组成

图 12

(上接第 45 页)

过国军标抗冲击性能考核的舰载设备,在实船爆炸试验中普遍表现出较好抗冲击能力。因此,在柴油机动力装置抗冲击设计中,应严格贯彻国军标抗冲击考核要求。

(3) 丰富抗冲击计算设计手段

舰船设备抗冲击计算方法,包括经典动力学分析,有限元分析等方法。应充分应用 ABAQUS, LS-DYNA 等软件于元件、设备和装置冲击计算分析中,实现柴油机动力装置冲击响应的预估和分析,从而减少具有破坏性冲击试验次数,降低研究费用。

(4) 加强设备冲击试验研究

冲击试验是检验动力装置抗冲击性能重要手段,要将台架试验和实船爆炸试验有机结合起来,通过台架试验获取弹性元件和设备零部件的抗冲击性能数据,通过实船试验获取整个柴油机动力装置的抗冲击性能数据。

5 结 论

具有高抗冲击性能的柴油机动力装置是舰船动

严格说来,这种铸铁已不能再称为灰口铸铁,而应归入铸造不合格的麻口铸铁范畴。

5 小 结

以上几个案例的分析表明,发动机零部件由于处于不同的工作状态,失效的原因和形式往往也不同,应进行有针对性的检验和分析。

参考文献

- [1] 内燃机编辑部. 内燃机结构强度研究[M]. 北京:机械工业出版社,1977.
- [2] 束德林. 工程材料的力学性能[M]. 北京:机械工业出版社,2007.
- [3] 孙盛玉等. 热处理裂纹分析图谱[M]. 大连:大连出版社,2003.
- [4] 卢光熙等. 金属学教程[M]. 上海:上海科学技术出版社,1985.

力装置的重要发展方向,在实现动力装置良好声学性能同时有效提高其抗冲击性能,对于提高舰船生命力具有重要意义。本文对柴油机动力装置抗冲击评估和试验方法进行了论述,提出了低噪声柴油机动力装置抗冲击设计的思路和方法,研究成果可用于舰船柴油机动力装置抗冲击防护设计。

参考文献

- [1] 汪玉,华宏星. 舰艇现代冲击理论及应用[M]. 北京:科学出版社,2005.
- [2] 汪玉. 舰船及其设备虚拟抗冲击技术研究[D]. 海军工程大学,2001(10). 5-15.
- [3] 陈海龙,姚熊亮,祁磊等. 舱壁结构在水下爆炸中的动态稳定性研究[J]. 振动与冲击,2009,28(3).
- [4] 黄若波. 舰艇抗爆抗冲击研究对提高舰艇生命力的作用[J]. 舰艇科学技术,2007(3).
- [5] 姚熊亮,陈建平. 水下爆炸二次脉动压力下舰艇抗爆性能研究[J]. 中国造船,2001(2).
- [6] 王志刚,冯奇. 冲击和随机荷载作用下弹性浮筏最优控制[J]. 同济大学学报,2007,35(1).