

使用维修

某型柴油机连杆断裂故障原因分析

薛 颖, 宋大为, 孙炉钢

(七一一研究所, 上海 200090)

摘 要: 简述了某型船用柴油机连杆断裂故障原因的分析过程。结合拆检情况和柴油机修理记录及运行数据, 从外来水“液击”造成连杆弯曲, 材料疲劳断裂或应力集中, 维修时存在装配缺陷等方面分析可能的故障发生原因。分析结果表明: 材料疲劳断裂或维修时装配缺陷是造成连杆下端盖断裂, 引起其它部件二次损坏的原因。

关键词: 船用柴油机; 连杆; 断裂; 装配

中图分类号: TK423.3⁺2 **文献标识码:** B **文章编号:** 1001-4357(2017)06-0053-04

0 引 言

某型柴油机于 2015 年 10 月遭遇台风, 导致海水进入主机。柴油机制造厂维修人员上船排查后更换了启动马达, 但柴油机仍无法起动。进一步拆检发现: 涡轮增压器进气叶轮附件有锈蚀; 缸套、连杆、曲轴也有锈蚀。该柴油机出舱维修, 更换进气阀、主轴承轴瓦、曲轴、活塞、缸套、连杆轴瓦、密封件, 并于 2016 年 7 月装复。期间, 船厂对主机排气挡板及消音器进行了相应技术改造。柴油机制造厂工程师随船两次试航, 试验数据正常。

1 故障发生经过

该柴油机在 2016 年 10 月 10 日上午 8:41~12:25 运行的 3 h 44 min 内, 正常; 下午 18:16~18:54 正常运行至 38 min 时, 突然停机并报警, 机旁控制面板显示滑油压力过低紧急停机, 同时显示冷却水温度高报警, 冷却水位低报警。检查发现: 柴油机 B5 缸附近底部油底壳位置被击穿破洞, 滑油、淡水不断流出。至此该柴油机从上次维修完成到此次故障发生共运行 200 h。

经查, 该柴油机起动前严格按照操作规程进行了检查, 确认正常后起动; 备车至故障发生前, 柴油机各项指标正常, 未出现异常。柴油机监控系统记录的停机前后的参数见表 1。

故障前后主要参数对比如表 2。

对比发现: 该柴油机滑油压力过低, 冷却水温度升高, 与报警信号对应。

2 整机拆检情况

该船停靠码头后, 将柴油机 A 排第四缸下部观察孔拆下后发现: B 排第五缸连杆弯曲变形, 活塞脱落, 缸套开裂; 附近曲轴及 A 排第四缸连杆磨损严重。

故障柴油机运回柴油机制造厂进行拆检。现场拆解发现: 气缸盖上的摇臂和气阀弹簧都没有锈迹, 气阀也没有锈迹; 增压器涡轮叶片无锈迹, 增压器与柴油机排烟管连接口无锈迹; 滑油无乳化变质, 滑油精滤器状况良好; B5 缸连杆大头端固定螺栓断裂且大头端盖断裂成两部分, 连杆弯曲变形; 柴油机内淡水呈偏黄色且浑浊, 淡水冷却主管内部有锈迹, 在接口部分有类似结晶物质, 冷却缸套的淡水管路接口锈蚀严重。

3 故障原因分析

根据柴油机故障现象和破损情况, 初步分析可能造成的故障原因如下。

3.1 外来水对 B5 缸“液击”造成连杆弯曲

“液击”是指高速流动的气体当遇有液体时, 由于液体受到冲击而不断向四处快速扩散, 导致液体不规则地打击设备、管道的内表面, 而使设备剧烈振动的现象。“液击”严重时可能造成设备破裂、变形、错位等事故。如果柴油机气缸内有水, 由于液体的不可压缩性, 进入气缸的水会受到运动部件的挤压和冲击, 对燃烧部件形成巨大的撞击力, 而且液体的反作用力通过活塞、连杆作用在曲轴上, 会对柴油机部件造成损坏, 严重时会使整个柴油机瘫痪。

表 1 柴油机故障前后参数

时间	转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	A 列排气 温度/ $^{\circ}\text{C}$	B 列排气 温度/ $^{\circ}\text{C}$	A 列冷却水 温度/ $^{\circ}\text{C}$	机油 温度/ $^{\circ}\text{C}$	齿轮箱 机油温度/ $^{\circ}\text{C}$	齿轮箱 工作油 压力/MPa	机油压力/ MPa
18:16	520	58	59	50	47	36	4.23	2.69
18:17	505	90	92	51	50	37	4.18	2.82
18:18	499	97	100	51	51	39	4.18	2.73
18:19	500	89	88	52	52	40	4.21	2.69
18:20	500	85	83	53	54	41	4.21	2.65
18:21	500	85	83	53	54	41	4.21	2.63
18:22	503	114	107	54	54	41	4.19	2.61
18:23	501	115	105	56	55	42	4.2	2.59
18:24	498	98	93	56	55	42	4.21	2.59
18:25	501	95	91	57	57	42	4.2	2.55
18:26	502	94	91	57	57	42	4.21	2.53
18:27	508	145	125	58	58	42	17.78	2.53
18:28	823	223	189	61	60	41	18.18	4.48
18:29	1 006	303	268	65	68	41	18.42	5.33
18:30	1 131	397	377	71	74	42	18.41	5.43
18:31	1 223	436	411	78	74	42	18.53	5.42
18:32	1 346	462	438	82	76	42	18.65	5.56
18:33	1 469	476	467	83	79	43	18.86	5.69
18:34	1 648	607	608	85	79	43	18.94	5.92
18:35	1 644	614	611	86	80	44	18.87	5.79
18:36	1 643	615	615	86	81	45	18.9	5.74
18:37	1 646	617	617	87	81	46	18.82	5.75
18:38	1 642	618	618	87	81	46	18.88	5.69
18:39	1 643	619	619	87	82	47	18.87	5.7
18:40	1 643	618	618	87	82	47	18.87	5.65
18:41	1 640	618	619	87	82	48	18.88	5.66
18:42	1 644	618	619	87	82	48	18.87	5.62
18:43	1 641	618	619	87	83	48	18.85	5.65
18:44	1 642	619	619	87	83	49	18.86	5.64
18:45	1 639	621	620	88	83	49	18.86	5.6
18:46	1 644	621	619	88	83	49	18.88	5.63
18:47	1 641	621	621	87	83	49	18.85	5.6
18:48	1 645	621	619	88	83	49	18.87	5.59
18:49	1 647	621	621	88	83	49	18.84	5.66
18:50	1 643	619	619	88	83	49	18.86	5.59
18:51	1 646	619	619	88	83	49	18.87	5.65
18:52	1 645	622	622	88	83	49	18.87	5.59
18:53	1 644	618	619	88	83	50	18.86	5.62
18:54	1 641	621	621	88	83	50	18.86	5.54
18:55	0	527	519	99	83	49	3.88	0

根据本船柴油机辅助系统的配置情况,海水非正常进入柴油机的可能渠道只能是排气管路。柴油机排气管布置如图 1、2 所示;排气管如图 3 所示。

柴油机废气经排气波纹管后,汇合至排气消声

器,经排气弯管、排气挡板及放浪管后由舷侧排出。排气消声器及水平管路沿排气方向向下倾斜,排气挡板位于排气弯管下方,在接近排气出口的放浪管前。柴油机工作时,排气的温度和压力较高,

在排气压力和排气温度的作用下，海水无法通过排气管进入气缸（在海水进入排烟管到气缸的过程中会因高温气化），海水不会倒灌进入机体；主机停机后，排气挡板自动关闭，也不会有海水进入柴油机。现场勘验结果也显示：气缸和涡轮增压器均无积液痕迹；该柴油机故障前无低液位报警，也未添加淡水，滑油无乳化现象。

表 2 故障前后主要参数对比

时间	主机转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	A 列 排温/ $^{\circ}\text{C}$	B 列 排温/ $^{\circ}\text{C}$	A 列冷却 水温/ $^{\circ}\text{C}$	机油压 力/ MPa	机油温 度/ $^{\circ}\text{C}$
18:54	1 641	621	621	88	5.54	83
18:55	0	527	519	99	0	83

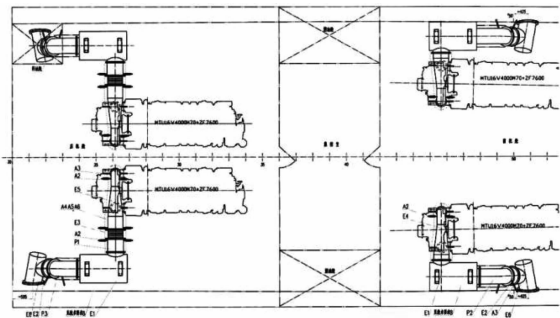


图 1 主机排气系统布置图

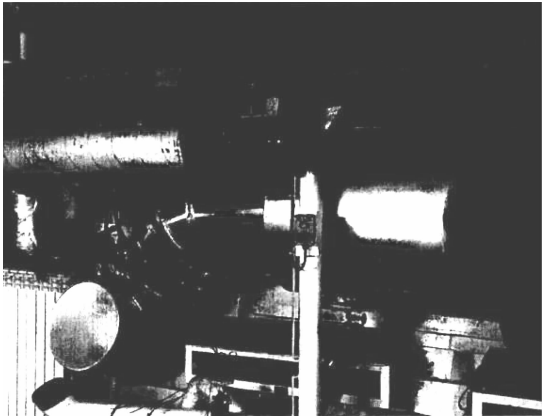


图 2 主机排气管布置图（实船）

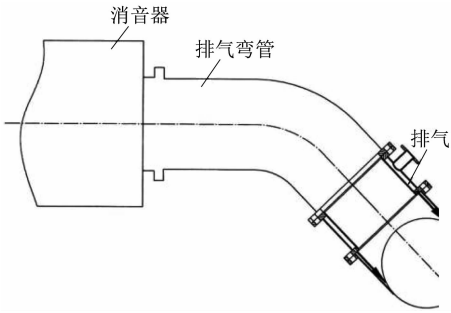


图 3 主机排气管示意图

综合以上情况，可以排除外来水“液击”造成连杆弯曲的可能。

3.2 材料疲劳断裂或应力集中

对连杆压盖和螺栓进行失效分析，取远离断口处的试样，采用 OES 进行化学成分分析，具体结果见表 3。由表 3 可以看出：连杆压盖和螺栓中各化学元素的含量符合标准 EN 10083-3:2006 的要求。

取断裂的小段作为试样，按照标准 ISO 6508-1:2005对连杆压盖和螺栓进行芯部洛氏硬度测量，结果见表 4。可见：连杆压盖芯部硬度较为均匀，硬度值为 28.7 HRC；螺栓芯部硬度值为 33.8 HRC，该螺栓为非标准螺栓紧固件，抗拉强度为 1 050 ~1 200 MPa，按照标准 ISO 898-1:2013 中螺栓强度的推荐值，螺栓的等级为 10.9 级，则螺栓的芯部硬度值符合要求值（HRC =32 ~39）。

取连杆压盖和螺栓的芯部，按照标准 ISO 6892-1:2009 进行拉伸试验，测试结果见表 5 和表 6。连杆压盖的抗拉强度和屈服极限分别为 1 109 MPa 和 991 MPa，四项指标均符合 EN 10083-3:2006的要求。螺栓的抗拉强度为 1 093 MPa，符合 ISO 898-1:2013 中 10.9 级螺栓的要求；其断后伸长率和断后收缩率均满足 EN 10083-3:2006 和 ISO 898-1:2013 的要求。

表 3 连杆压盖和螺栓的化学成分

样品	化学成分（ w ）							
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni
连杆压盖	0.37	0.27	0.64	0.008	0.016	1.59	0.23	1.59
螺栓	0.41	0.27	0.69	0.008	0.006	1.06	0.23	/
成分要求（根据标准 EN 10083-3:2006）								
34CrNiMo6	0.30 ~ 0.38	≤0.40	0.50 ~ 0.80	≤0.025	≤0.035	1.30 ~ 1.70	0.15 ~ 0.30	1.30 ~ 1.70
42CrMo4	0.38 ~ 0.45	≤0.40	0.60 ~ 0.90	≤0.025	≤0.035	0.90 ~ 1.20	0.15 ~ 0.30	/

表 4 硬度测试结果

测试项目	样品	测试位置	硬度值/HRC			
			1	2	3	平均值
HRC	34CrNiMo6	芯部	28.7	28.3	29.1	28.7
HRC	螺栓	芯部	33.3	34.1	34.0	33.8
HV0.3	螺栓	牙底近表面	361	359	351	357
HV0.3	螺栓	芯部	319	329	309	319

表 5 连杆压盖拉伸试验测试结果

测试项目	试样类型	拉伸强度 R_m /MPa	屈服强度 $R_{p0.2}$ /MPa	断后伸长率 A /%	断后收缩率 Z
横向拉伸试样	圆形截面	1 109	991	14.0	60%
力学性能要求 (EN 10083 - 3: 2006)					
34CrNiMo6 拉伸试样 $20 < l < 60$ mm		1 000 ~ 1 200	$R_{cu} \geq 800$	≥ 11	$\geq 50\%$

表 6 螺栓拉伸试验测试结果

测试项目	试样类型	拉伸强度 R_m /MPa	屈服强度 $R_{p0.2}$ /MPa	断后伸长率 A /%	断后收缩率 Z
纵向拉伸试样	圆形截面	1 093	990	13.0	56%
力学性能要求 (EN 10083 - 3: 2006)					
EN 10083-3: 2016		1 000 ~ 1 200	$R_{cu} \geq 900$	≥ 11	$\geq 45\%$
ISO 898-1: 2013		$\geq 1 040$	≥ 940	≥ 8	$\geq 44\%$

对 B5 缸断裂的连杆大端和联接螺栓进行宏观检测与 SEM 分析, 断口平整且短偶表面有清晰的疲劳“贝壳线”(见图 4)。从“贝壳线”弯曲的方向推测, 裂纹是从下方向上扩展。图 4 中断裂连杆压盖没有受到弯曲变形和烧蚀迹象, 这说明疲劳断裂发生在连杆弯曲变形之前。连杆压盖断口疲劳区大过载区小; 而螺栓断口疲劳区小过载区大, 且连杆压盖断口裂纹源的变形尺寸与螺栓倒角的变形尺寸几乎一致, 这说明连杆压盖先发生断裂, 随后螺栓断裂。

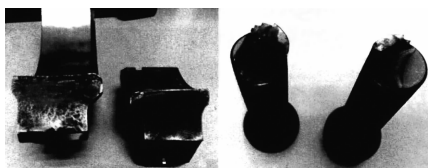


图 4 连杆压盖和螺栓断口形貌

图 5 是连杆受力及断裂位置示意图, 可见断裂位置正好位于连杆压盖外侧的倒圆处, 且在受力的轴线上。正常情况下, 连杆运行时受磨部位所受的力较小, 但从连杆压盖裂纹源侧表面观察到许多微裂纹,

且有变形特征, 说明该压盖受磨部位断裂前受到较大的力, 表明连杆运行时有异常; 同时, 连杆压盖外侧倒圆处的应力较大, 在长期运行后导致连杆压盖在此处发生疲劳断裂, 断裂之后破坏了连杆和螺栓结构的稳定性, 致使螺栓承受了很大的应力, 导致螺栓也发生断裂。疲劳断裂是零件在交变应力反复作用下, 由于零件形状、尺寸的突变以及材料的不均匀等原因, 在零件表面或内部应力特别大的点或材料有缺陷的点, 逐步形成非常细微的裂纹; 裂纹尖端的严重应力集中, 促使裂纹逐渐扩展, 零件截面不断削弱; 当裂纹扩展到一定程度, 在偶然的超载冲击下, 零件就会沿削弱了的界面发生突然的脆性断裂^[2]。



图 5 连杆压盖受力及断裂位置示意图

3.3 维修过程中装配或有缺陷

该柴油机于事故发生前曾进行过维修, 维修时更换了活塞、曲轴、进气阀、主轴承轴瓦、缸套、连杆轴瓦、密封件等。从维修完成到此次故障仅运行了约 200 h。故分析认为: 该柴油机在更换活塞、曲轴时, 操作、工艺和装配过程中可能存在缺陷, 柴油机运行一段时间后, 该缺陷造成连杆下端盖螺栓斜切断裂, 导致下端盖断裂, 引起其它部件二次损坏。

4 结 论

通过分析梳理可能造成柴油机连杆断裂的各关联环节以及综合柴油机现场拆检勘验结果, 得出结论: 材料疲劳断裂或维修时装配缺陷导致连杆下端盖断裂, 引起其它部件二次损坏。

连杆是柴油机的重要零件, 其质量的好坏决定了柴油机的整体性能。为了保障柴油机的正常工作, 应定期对连杆和连杆螺栓进行保养和检查。

参考文献

- [1] 朱建元. 船舶柴油机 [M]. 北京: 人民交通出版社, 2008.
- [2] 刘鸿文. 材料力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2004.