

使用维修

某型大功率柴油机末端主轴承滑油压力低的故障原因分析

王立华¹, 李焕英²

(1. 海军驻兴平地区军事代表室, 陕西 兴平 713105; 2. 陕西柴油机重工有限公司, 陕西 兴平 713105)

摘 要: 针对某型大功率柴油机在台架试验过程中, 多次出现末端主轴承滑油压力低的故障, 从滑油监控系统、滑油油位、滑油系统密封性、滑油系统零部件质量、技术状态变化等方面进行排查。经试验验证确定: 机身主轴承孔尺寸超差, 引起主轴承油隙和瓦隙增大, 导致泄油量增大是该型大功率柴油机末端主轴承滑油压力偏低的主要原因。据此采取相应的改进措施。

关键词: 大功率柴油机; 滑油压力; 主轴承

中图分类号: TK424.1⁺1 **文献标识码:** B **文章编号:** 1001-4357(2017)05-0053-03

0 引 言

某型柴油机是从德国引进的高速大功率推进用柴油发动机, 广泛用于船舶推进、机车牵引和陆用发电。该机自国产化成功并交付用户已使用多年, 总体运行情况良好。但也暴露出一些问题, 该型大功率柴油机在进行台架磨合试验过程中, 运行至额定工况时末端主轴承滑油压力为 0.52 MPa, 滑油压力低于技术标准要求(专利方技术规格书要求额定工况下末端主轴承滑油压力应为 0.6 MPa 左右); 随后进行台架试验的一台机也出现类似问题。

1 故障分析

1.1 故障可能原因

根据故障情况结合滑油系统原理, 初步分析导致该型大功率柴油机末端主轴承滑油压力低的原因可能有: (1) 滑油监控系统不正常; (2) 滑油油位太低; (3) 滑油系统不密封; (4) 滑油泵、滑油滤器等滑油系统零部件质量不满足要求; (5) 技术状态发生变化。

1.2 故障排查

1.2.1 滑油监控系统

更换监控系统滑油压力传感器, 滑油压力无变化; 监控系统滑油压力检测通道工作正常, 可以排除滑油监控系统不正常因素。

1.2.2 滑油油位

检查油底壳滑油油位, 油位正常, 可以排除滑

油油位太低因素。

1.2.3 滑油系统密封性

分解柴油机, 全面检验系统密封性。

(1) 泵前滑油管路密封性检验

对从吸油罩斗至机身自由端与滑油泵吸口连接平面之间的泵前滑油管路做 0.1 MPa 密封性试验, 无泄漏。

(2) 活塞冷却油喷嘴座面与机身密封性检验

对机身活塞冷却油喷嘴座面进行密封性试验, 滑油压力为 0.5 MPa 时, 20 档中个别档喷嘴座面略有轻微渗漏。因活塞冷却油喷嘴与机身直接接触, 属于刚性密封, 个别档喷嘴座面有轻微渗漏属正常现象, 相对于 20 个活塞冷却油喷嘴通流面积来说, 可以忽略, 对压力无明显影响。因此, 喷嘴座面渗漏不是导致末端主轴承油压低的主要原因。

(3) 阀箱总成密封性检验

对阀箱做密封性试验, 试验压力 0.9 MPa, 试验用油为 CD30 滑油, 无泄漏。

(4) 机身密封性检验

对机身各滑油道做密封性试验, 试验压力 0.9 MPa, 试验用油为 CD30 滑油, 均无泄漏。

综上, 可以排除滑油系统不密封是导致滑油压力低故障的原因。

1.2.4 滑油泵、滑油滤器等滑油系统零部件质量检查

(1) 滑油泵流量检查

复查滑油泵流量参数, 均满足图纸要求。将滑油泵更换为流量较大的滑油泵进行对比试验, 更换

前 A、B 排滑油泵流量分别为 $959.0 \text{ (L} \cdot \text{min}^{-1})$ 和 $938.5 \text{ (L} \cdot \text{min}^{-1})$, 更换后 A、B 排滑油泵流量分别为 $961 \text{ (L} \cdot \text{min}^{-1})$ 和 $958.3 \text{ (L} \cdot \text{min}^{-1})$, 滑油压力无明显变化。可以排除滑油泵流量不满足要求是导致滑油压力低故障的原因。

(2) 滑油滤器清洁度检查

检查滑油滤器滤芯, 无异常杂质、颗粒; 更换新的滑油滤器, 滑油压力无明显变化。可以排除滑油滤器滤芯清洁度问题是导致滑油压力低故障的原因。

(3) 传动箱总成换装试验

将该机传动箱总成安装在另一台柴油机上做验证试验, 另一台机滑油压力正常, 表明传动箱总成功能正常, 可以排除传动箱总成是导致滑油压力低故障的原因。

(4) 压力保持阀、压力控制阀检查

检查 0.05 MPa 、 0.15 MPa 压力保持阀及

0.6 MPa 压力控制阀等滑油系统中的所有阀门, 开启压力均在图纸要求值范围内; 更换新的压力保持阀、压力控制阀, 滑油压力无明显变化。可以排除压力保持阀、压力控制阀开启压力不满足要求是导致滑油压力低故障的原因。

(5) 主轴瓦、连杆瓦和凸轮轴瓦检查

检查主轴瓦、连杆瓦和凸轮轴瓦厚度、开口尺寸等, 均符合图纸要求。可以排除主轴瓦、连杆瓦和凸轮轴瓦是导致滑油压力低故障的原因。

(6) 曲轴主轴颈尺寸检查

检查该机曲轴主轴颈尺寸, 第 7、10、11 档曲轴主轴颈略有超差, 其余档尺寸符合要求, 如表 1 所示。

(7) 机身主轴承孔径检查 (未安装轴瓦)

检查机身主轴承孔径, 测量方法如图 1 所示, 测量结果显示部分孔径尺寸超差, 如表 2 所示。

表 1 曲轴主轴颈尺寸 (要求: $\Phi 200_{-0.029}^0$) 偏差

单位: mm

主轴颈号	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
平均直径偏差	-0.023	-0.029	-0.016	-0.023	-0.027	-0.030	-0.028	-0.018	-0.033	-0.030	-0.027

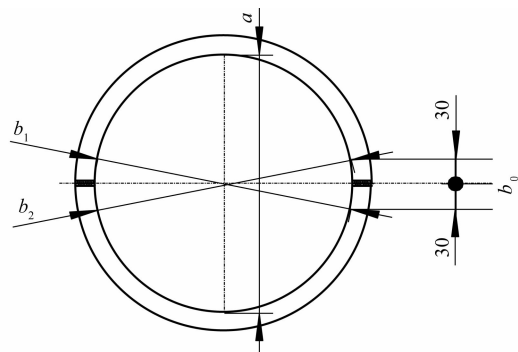
注: 主轴颈号从曲轴功率输出端数起

表 2 机身主轴承孔径 (要求: $\Phi 213_{+0.029}^0$) 偏差

单位: mm

主轴承号	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
a	0.008	0.010	0.013	0.015	0.008	0.013	0.015	0.015	0.015	0.015	0.010
b_1	0.043	0.020	0.035	0.030	0.023	0.030	0.028	0.043	0.038	0.040	0.033
b_2	0.053	0.045	0.035	0.048	0.038	0.038	0.023	0.045	0.035	0.048	0.045

观察发现, 各档瓦口部位均有抛磨。为进一步确定抛磨后瓦口部位实际尺寸, 对第 2、11、12 档主轴承孔进行抽检, 在瓦口 b_0 处 (见图 1) 尺寸超差 $0.014 \sim 0.031 \text{ mm}$, 见表 3。



a —竖直方向孔径; b_0 —水平方向孔径, 即瓦口处孔径;
 b_1 —距水平方向向下 30 mm 处孔径; b_2 —距水平方向向上 30 mm 处孔径。

图 1 机身主轴承孔径测量示意图

表 3 主轴承瓦口直径 (要求: $\Phi 213_{+0.029}^0$) 偏差

单位: mm

主轴承号	2	11	12
b_0 前	0.065	0.045	0.030
b_0 后	0.055	0.045	0.055
b_0	0.060	0.045	0.043

(8) 机身主轴承孔径检查 (安装轴瓦)

安装轴瓦后, 测量各档主轴承孔, 均有不同程度超差, 同样表现为大于图纸要求上差, 见表 4。

(9) 滑油系统其余零部件检查

检查吸油罩斗、滤网、吸油管、滑油冷却器、中间管及连接密封圈等滑油系统零部件尺寸, 均满足图纸要求, 可以排除上述零部件质量问题是导致末端主轴承油压低的原因。

表 4 机身主轴承孔径（要求： $\Phi 200.17_0^{+0.068}$ ， $b \geq a$ ，且椭圆度小于 0.04）偏差

单位：mm

主轴承号	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
a	0.070	0.070	0.073	0.068	0.063	0.070	0.063	0.065	0.073	0.068	0.063
b_1	0.080	0.093	0.093	0.085	0.093	0.080	0.088	0.090	0.093	0.093	0.085
b_2	0.093	0.088	0.088	0.095	0.088	0.088	0.088	0.085	0.083	0.100	0.090
椭圆度	0.016 5	0.020 5	0.017 5	0.022	0.027 5	0.014	0.025	0.022 5	0.015	0.028 5	0.024 5

通过以上对滑油泵、滑油滤器等滑油系统零部件的检查，可以排除滑油泵、滑油滤器等零部件质量问题是导致末端主轴承油压低故障的原因。而曲轴主轴颈、机身主轴承孔径（未安装轴瓦）超差，可能是导致末端主轴承油压低的原因。

1.2.5 技术状态检查

对机身主轴承孔孔径（含未安装主轴瓦、安装主轴瓦两种状态）、曲轴主轴颈、主轴承油隙（要求值：0.170 ~ 0.267 mm）等技术状态进行复查。上述图纸及技术文件相关条款自 1999 年国产化以来，未进行过设计更改。可以排除技术状态变化是导致末端主轴承油压低的原因。

1.3 故障原因分析

根据故障排查情况分析认为：导致末端主轴承油压低的原因：机身主轴承孔尺寸超差导致主轴

承油隙接近或超出上限，以及瓦隙超出理论值。故障原理为：机身主轴承孔尺寸超差，油隙（见表 5）和瓦隙（见表 6）增大，滑油泄油量增加，导致系统滑油压力降低。

1.4 试验验证

针对该台柴油机（机身编号：X-1#）末端主轴承滑油压力问题，将 X-1#机身更换为 X-2#机身（未抛磨瓦口），通过选配曲轴，油隙平均值控制在 0.228 mm，其油隙、瓦隙在要求范围内并靠近理论值下偏差。台架试验时额定工况下末端主轴承滑油压力达到 0.59 MPa，较原机提高 0.07 MPa，接近要求值 0.6 MPa，各项技术参数符合技术规格书要求。后续进行了 2 台柴油机验证试验，滑油压力均达到技术规格书要求。

表 5 曲轴主轴颈油隙

单位：mm

主轴承号	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
a	0.070	0.070	0.073	0.068	0.063	0.070	0.063	0.065	0.073	0.068	0.063
轴颈	-0.023	-0.029	-0.016	-0.023	-0.027	-0.030	-0.028	-0.018	-0.033	-0.030	-0.027
油隙	0.263	0.269	0.259	0.261	0.260	0.270	0.261	0.253	0.276	0.268	0.260

表 6 曲轴主轴颈瓦隙

单位：mm

主轴承号	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
b_1	0.080	0.093	0.093	0.085	0.093	0.080	0.088	0.090	0.093	0.093	0.085
b_2	0.093	0.088	0.088	0.095	0.088	0.088	0.088	0.085	0.083	0.100	0.090
b	0.087	0.090	0.090	0.090	0.090	0.084	0.088	0.088	0.088	0.096	0.088
轴颈	-0.023	-0.029	-0.016	-0.023	-0.027	-0.030	-0.028	-0.018	-0.033	-0.030	-0.027
瓦隙 1	0.182	0.188	0.179	0.184	0.187	0.185	0.186	0.179	0.189	0.192	0.185
瓦隙 2	0.098	0.101	0.097	0.099	0.101	0.100	0.100	0.097	0.102	0.104	0.100

注：瓦隙 1、瓦隙 2 分别为图 1 中 b_1 、 b_2 处机身主轴承孔与曲轴的间隙。

2 结论及改进措施

根据上述分析并结合台架试验验证情况，可以确定：机身主轴承孔尺寸超差，引起主轴承油隙和瓦隙增大，导致泄油量增加是该型大功率柴油机末端主轴承滑油压力偏低的主要原因。

为避免类似问题的再次发生，结合其他该型机

生产厂家油隙控制经验，采取如下改进措施：

（1）完善机加工工艺，压缩机身主轴承孔公差带，杜绝手工抛磨瓦口；

（2）改进总装工艺，装配前选配机身、曲轴、轴瓦，确保油隙满足技术文件要求。

通过上述改进措施，解决了该型大功率柴油机末端主轴承滑油压力偏低的故障。