

减振与降噪

二冲程柴油机机座表面振动信号的特征分析

胡以怀¹, Elijah Musango¹, 方云虎²

(1. 上海海事大学, 上海 201306; 2. 中航鼎衡造船有限公司, 江苏 江都 225217)

摘要: 为监测主轴承的磨损情况, 对船用二冲程低速柴油主机机座表面的振动信号开展测试与分析。介绍了测试系统的组成和振动测点的布置。通过静态敲击试验, 证实了缸内燃气爆发冲击和较远档主轴承的冲击对主轴承处机座表面的振动影响较小。通过对柴油机机座表面振动信号的时域波形分析, 证实了对各档主轴承座附近机座表面的冲击振动进行监测, 可以了解各档主轴承的磨损状态。研究结果为船用二冲程柴油机的振动监测提供了一个新的方法。

关键词: 二冲程柴油机; 主轴承; 振动信号; 监测

中图分类号: TK427⁺.127 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2020)01-0037-04

Symptom Analysis of Vibration Signals on the Surface of the Bedplate of a Two Stroke Marine Diesel Engine

Hu Yihuai¹, Elijah Musango¹, Fang Yunhu²(1. Shanghai Maritime University, Shanghai 201306;
2. AVIC Dingheng Shipbuilding Co., Ltd., Jiangsu Jiangdu 225217)

Abstract: The vibration signals on the surface of a marine two-stroke low-speed main engine bedplate were tested and analyzed to monitor the wear conditions of the main bearing. The test system's constructions and measuring points are introduced. The influence of gas explosion inside combustion chambers and the impact of further main bearing on the vibration of the bedplate surface of main bearing were verified to be small by steady striking experiments. By time domain waveform analysis of the vibration signals on the bedplate surface of the diesel engine, it was proved that monitoring the impact vibration on the surface of diesel engine bedplate near main bearings was usefule to obtain the tribological condition of main bearings, which provide a new method for the vibration monitoring of two stroke marine diesel engines.

Key words: two stroke diesel engine; main bearing; vibration signal; monitoring

0 引言

近几年, 因锅炉、发电机等故障导致船舶不能自航或减速航行的比例在降低, 而主机造成的事故比例却在上升。根据相关资料统计, 主机(柴油机和废气涡轮增压器)各部件的损伤占船舶机损事故的35%~45%, 其中, 燃烧室的气缸盖、缸套、活塞以及主轴承的损伤比例较高。特别是随着发动机滑动主轴承的使用, 主轴承的间隙会有不同程度的扩大。在极端的合金融化故障状态, 间隙可

达到0.71~1.34 mm, 此时压力润滑已无法建立, 这种情况如得不到及时处理, 主轴承钢背将与主轴颈发生直接的剧烈摩擦, 引发曲轴主轴颈拉伤、胶合磨损等恶性故障, 造成极大的经济损失^[1]。

利用柴油机机座表面的振动信号可以监测柴油机滑动主轴承的磨损状态, 这已经在高速四冲程柴油机的振动试验中得到证实^[2]。但由于大型船用二冲程柴油机振动试验台架较少, 有关二冲程柴油机机座表面的振动特征分析见诸报道也较少。

收稿日期: 2019-01-25; 修回日期: 2019-04-18

作者简介: 胡以怀(1964—), 教授, 主要研究方向为船舶动力装置系统仿真及故障诊断, yihu@shmtu.edu.cn。

1 振动测试系统

图 1 为某二冲程柴油机振动测试与分析系统。

试验对象为一台 MAN B&W 6S35ME-B 型船用电控二冲程柴油机，其额定转速为 142 r/min，额定功率 3 400 kW，发火顺序 1-5-3-4-2-6。机座表面的振动测点布置如图 1 所示。试验采用北京东方振动和噪声技术研究所开发的 ICP 型振动传感器和 DASP-10 振动检测仪，对柴油机机身表面的振动进行测试与分析，获得了一些重要的特征信息，为低速二冲程柴油机滑动主轴承的磨损诊断奠定了基础。

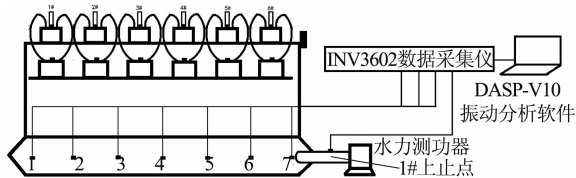


图 1 二冲程柴油主机的振动测试与分析系统

2 静态敲击试验

为了解柴油机表面振动的传播特性，对柴油机做静态敲击试验。图 2 为在敲击 1#缸机身侧面的情况下，1#、2#、3#、4# 档主轴承处机座表面的振动信号。由图 2 可见：机座表面的振动衰减很快，说明柴油机最高燃烧压力产生的冲击对机座表面的振动影响很小。由于 2#档机座最接近敲击点，故振动幅值最大，而相邻各缸的振动都有一定程度的衰减。各档机座的平均振动峰值分别是 4.3、9.7、5.4、3.0 m/s^2 。因此，实际诊断时只须考虑主轴颈的运动对机身表面振动的影响。

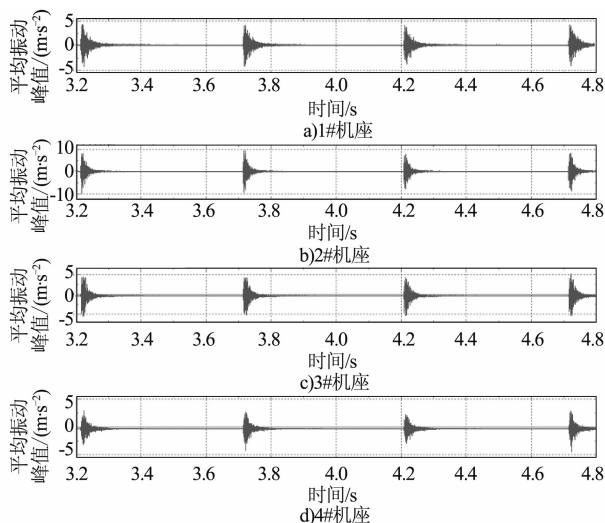


图 2 柴油机 1#缸机身侧面静态敲击下，1#、2#、3#、4#档主轴承处机座表面测点的振动信号

图 3 为在敲击 1#机座处的情况下，1#、2#、3#、4#档机座表面的振动信号。可见，由于 1#档机座最接近敲击点，故振动幅值最大，而其它相邻各档的振动衰减很快；各档主轴承处机座表面的平均振动峰值分别是 767.5、74.8、21.9、10.5 m/s^2 。说明相邻机座测点之间的振动影响很小，这为识别各档主轴承座的振动特征提供了依据。

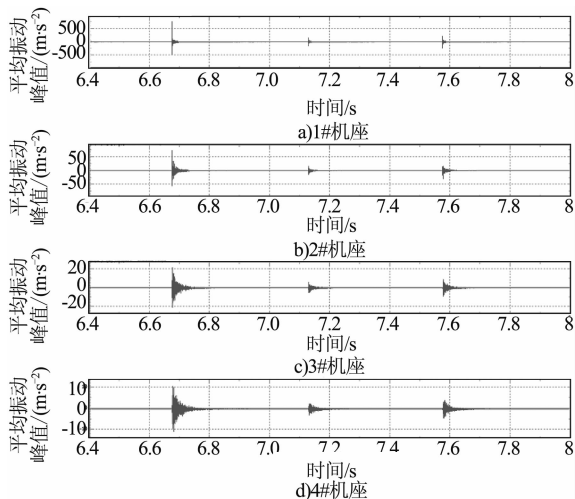


图 3 柴油机 1#机座处静态敲击下，1#、2#、3#、4#机座测点的振动信号

3 动态测试与分析

图 4、图 5、图 6 分别为 89 r/min 转速下，1#档主轴承机座同一测点横向（垂直于柴油机长度的水平方向）、纵向（柴油机长度方向）和垂直方向的振动信号。可见：横向和垂直方向的振动幅值最大，而纵向的振动幅值最小。这主要是由于横向和垂直方向的振动与主轴颈的运动有很大关系，特别是横向的振动有许多高频成分，更适合用于主轴承磨损状态的振动监测。纵向的振动存在一个 2 012.5 Hz 的主振频率，主要与柴油机机架的纵向振动有关。

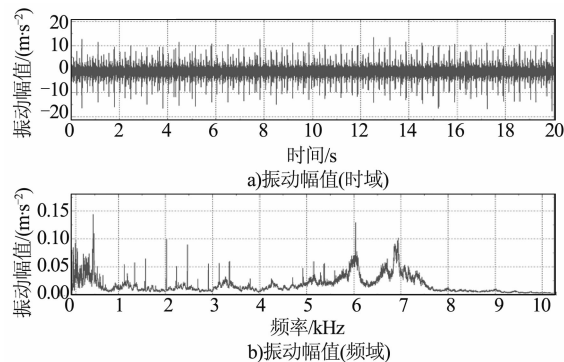


图 4 89 r/min 转速下，1#档主轴承处机座测点横向振动信号

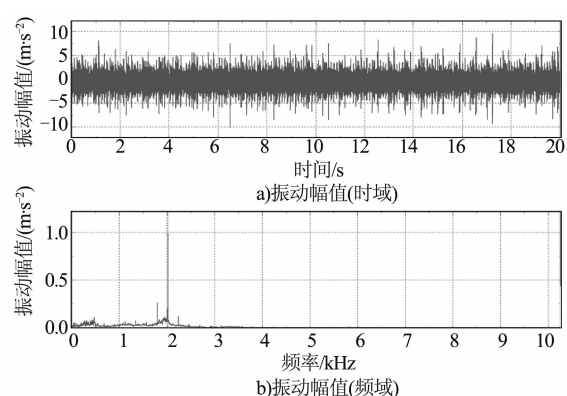


图 5 89 r/min 转速下, 1#档主轴承处
机座测点纵向振动信号

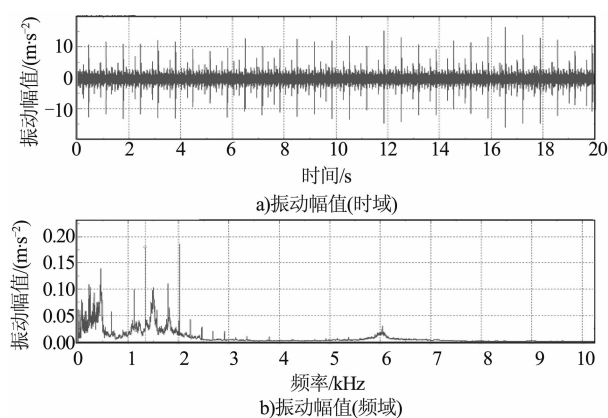


图 6 89 r/min 转速下, 1#档主轴承处
机座测点垂直方向的振动信号

图 7、图 8 分别为 130 r/min 转速下, 2#、3# 地脚螺栓垂直方向的振动信号。可见两者相差不大, 频率特征也非常相似, 反映了柴油机的基础振动情况。如果地脚螺栓出现松动, 该信号会有所增强, 可以用来监测各档地脚螺栓的松动情况。

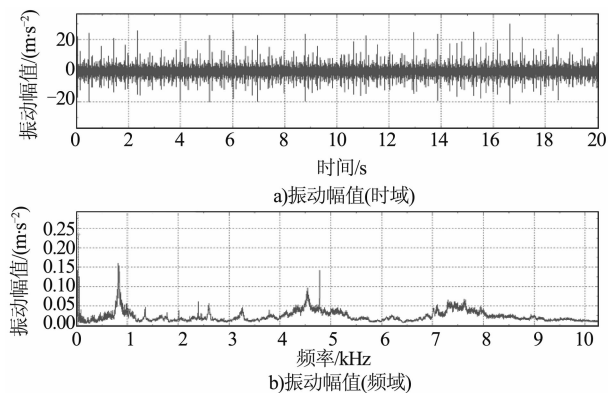


图 7 130 r/min 转速下, 2#地脚螺栓垂直方向的振动信号

图 9、图 10 分别为柴油机不同运行工况下主轴承处机座表面的振动信号。可见, 一个工作周期内机座表面均有 6 个振动冲击, 分别对应于各缸燃气爆发所对应的主轴颈冲击振动最强的位置, 而较

远档主轴颈的冲击相对较弱。当主轴承因磨损而间隙扩大时, 这种冲击就会增强。因此, 监测各档主轴承机座表面的这种振动冲击, 可以了解主轴承的磨损状态, 这为开展二冲程柴油机主轴承磨损故障的振动监测提供了依据。

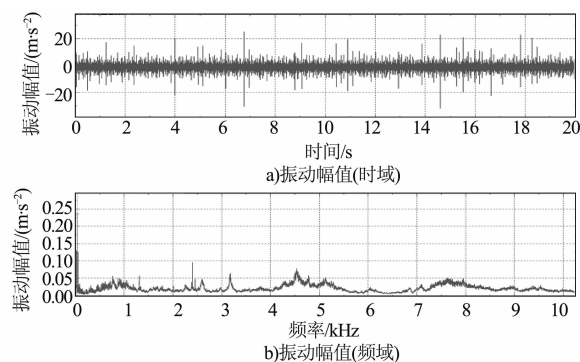


图 8 130 r/min 转速下 3#地脚螺栓垂直方向的振动信号

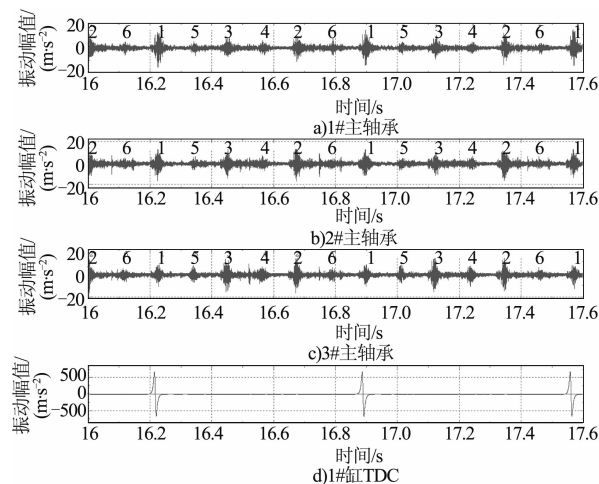


图 9 89 r/min 转速下, 1#、2#、3#档主轴承
机座表面的振动信号

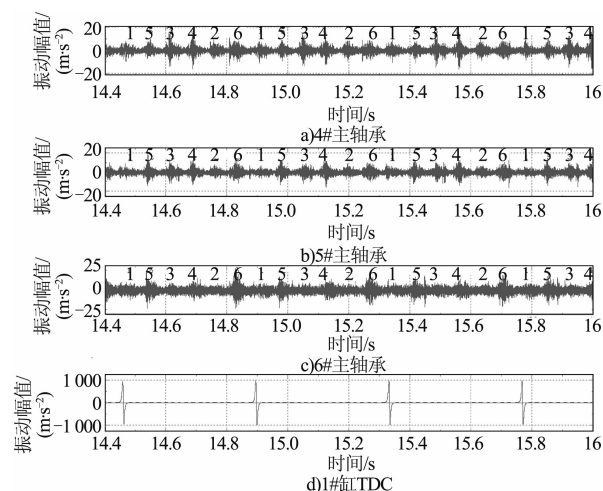


图 10 137 r/min 转速下, 4#、5#、6#档主轴承
机座表面振动信号

在柴油机 5 个运行工况下对主轴承机座表面测点的振动信号进行了测试。对 1#、2#、3#档处的相应振动冲击进行均方根值和峰-峰值计算,每处冲击的分析长度为 1/6 周期,计算结果如表 1 所

示。可见,不同测点和不同运行工况下机座表面振动冲击的均方根值和峰-峰值均不同,在实际监测中,要同时考虑测点和柴油机运行工况的影响。

表 1 不同工况下机座表面振动冲击的均方根值和峰-峰值

工况	转速 $n/(r \cdot \min^{-1})$	89	114	130	128	137
	功率 P_e/kW	915	1 785	2 640	2 700	2 640
1#档机座均方根值		1.807 6	1.866 1	2.638 8	2.125 7	2.348 7
1#档机座峰-峰值		20.790 7	21.058 0	28.859 0	20.973 0	24.410 8
2#档机座均方根值		2.775 7	2.832 4	2.991 6	3.457 0	2.905 1
2#档机座峰-峰值		34.962 2	31.408 0	28.707 0	36.074 4	27.546 6
3#档机座均方根值		3.116 3	3.195 0	2.911 9	3.842 6	3.520 1
3#档机座峰-峰值		40.740 1	39.021 0	30.263 0	41.394 2	33.398 3

4 结论

对船用二冲程柴油机机座表面的振动测试与分析表明:缸内燃气爆发和较远档主轴承的冲击对本档主轴承处机座表面的振动影响较小。对各档主轴承座附近机座表面冲击振动进行监测可以了解各档主轴承的磨损状态,但要同时考虑柴油机运行工况和测点的影响。这与四冲程柴油机主轴承的振动监测方法非常相似。

参考文献

[1] 刘金明,刘厚军. 振动诊断技术在柴油机主轴承故障

检测中的应用 [J]. 铁道机车车辆, 2007 (B10): 79-81.

[2] 胡以怀,杨叔子,刘永长,等. 柴油机主轴承惯性的理论计算及诊断应用 [J]. 内燃机工程, 1999, 20 (1): 47-53.

[3] 郭江华,侯馨光,陈国钧. 船舶柴油机故障诊断技术研究 [J]. 中国航海, 2005, 65 (4): 75-78.

[4] 闵云平. 船舶柴油机在线监测与故障诊断系统研究 [J]. 中国水运 (理论版), 2007, 5 (6): 179-180.

[5] 曹龙汉,曹长修,孙颖楷,等. 柴油机故障诊断技术的现状及展望 [J]. 重庆大学学报 (自然科学版), 2001, 24 (6): 134-138.

(上接第 27 页)

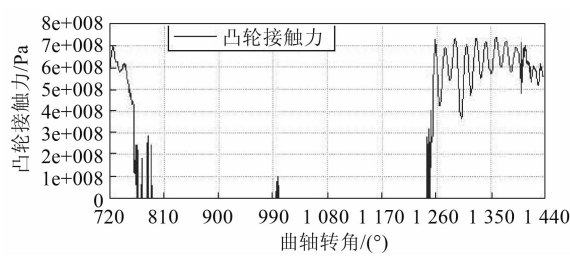


图 14 进气凸轮接触力曲线

4 结论

为了实现 Tier II 排放下 16RK270 型柴油机的功率等级提升,应用 GT-power 和 AVL-Excite 仿真软件对目前几种可行的技术方法进行了分析比较。考虑到改进效果以及结构变更程度,最终选用 Miller

循环加 VTG 技术,并结合匹配高压比增压器的方法,使该项目不仅满足了预期目标,同时最高燃烧压力和燃油经济性都得到了有效控制。

参考文献

[1] 李翔,任自中,王新权,等. 中速大功率柴油机应用米勒循环的仿真与试验研究 [J]. 柴油机, 2010, 32 (2): 21-22.

[2] 许锋. 内燃机原理教程 [M]. 大连: 大连理工大学出版社, 2005.

[3] 袁帅,王贺春,李禹函,等. EGR 技术对柴油机性能的影响 [J]. 应用科技, 2018 (3): 81-86.

[4] 魏胜利,王忠,毛功平,等. 基于米勒循环的配气凸轮型线设计 [J]. 小型内燃机与摩托车, 2012 (5): 49-53.