

使用维修

某轮主机燃油管路振动分析及对策

刘彦辉, 黄玉学

(中国卫星海上测控部, 江苏江阴 214400)

摘 要: 简要阐述了某轮主机燃油管系振动故障造成的危害, 详细分析了引起振动的原因, 并对管路的振动性能参数进行了测量, 采取相应措施改造了管路, 再次对管路振动性能参数测量的结果验证了管路改造的有效性。

关键词: 柴油机; 燃油管路; 振动

中图分类号: TK423.8 **文献标识码:** B **文章编号:** 1001-4357(2010)03-0053-03

1 引 言

某轮在试航以及交付使用后, 主机燃油管系振动剧烈, 频繁出现马脚断裂、马脚螺栓断裂、燃油管路磨穿漏油的现象。对燃油管路振动原因进行分析、对振动性能参数进行测试后, 采取了管路走向改造、马脚换型等处理措施。

2 燃油管系振动的危害

2.1 安全隐患

机舱温度比较高, 该轮使用的燃油为 -10 号柴油, 挥发性强, 长期振动极有可能导致燃油管系磨损破裂, 造成燃油大量泄漏, 形成极为严重的火灾隐患。

2.2 设备的磨损

振动的传递性、破坏性强, 长期的管系振动极易引起与管道连接的滤器、油泵、管路连接法兰等设备的磨损, 增加附属设备的损耗。

2.3 影响正常航行

强烈振动经常会造成燃油管路磨损而破裂、马脚或马脚固定螺栓断裂, 一旦出现故障, 考虑船舶行驶的安全性, 防止故障进一步扩大, 必须要停机, 对故障进行处理。但燃油管系大部分布置于机舱底部滑铁板下面, 施工空间有限, 故障检修比较困难, 通常检修会耗费较长时间, 因此对船舶正常航行造成一定影响。

3 引起振动的原因

3.1 柴油机机体振动的传导

该轮主机为四冲程柴油机, 回转不平稳, 造成机

体本身的振动比较大, 且柴油机底座采用弹性安装。所以主机运行时, 特别是在高速运行时, 柴油机机体自身振动比较明显, 势必会将振动传递至与其相连的燃油管路, 引起管路的振动。柴油机在额定转速 515 r/min 工况下工作时, 振动的频率为 $515 \times 8 \div 2 \div 60 = 34.4$ Hz, 这主要是由于各缸发火时产生的对缸体的不平衡侧推力引起的。

3.2 管系现场放样设计不合理

燃油管系不长, 但转弯过多, 管路布置离舱底的高度过高, 马脚支撑长度过大, 提供了管系振动的弹性空间。这种管系布置不能有效地吸收和传递振动, 并且抗振性较差。

3.3 高压油泵产生的高压脉冲的影响

柴油机喷油并不是一个连续的过程, 高压油泵吸油时会造成燃油总管的瞬间低压, 压缩时会造成燃油总管的瞬间高压。柴油机每个缸每四个冲程喷一次油, 即柴油机运转两圈单缸喷油一次, 则该轮 8 缸柴油机以额定转速 515 r/min 运转时产生的脉冲频率为 34.4 Hz。该频率如果与燃油管系的固有频率相同或成整数倍关系, 那么管系的振动幅度就会非常大。

3.4 管系振动性能参数的测量与振动原因分析

在上海交通大学振动学专家的指导下, 在双主机负荷为 6 800 kW、额定转速为 515 r/min 的工况下, 对两台柴油机进、回油管在水平和垂直方向上的振动性能参数进行了测量。测量时分别在主机进回油管、主机首部等处各选 5 点进行, 测量点如图 1 所示。测量后的各测点的频率分析结果如表 1 所示。

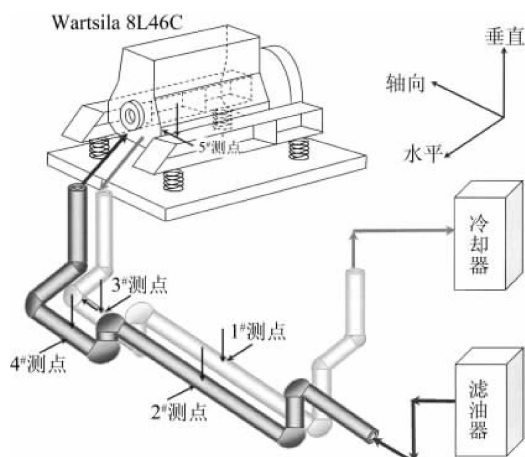


图 1 各测点位置示意图

表 1 各测点的频率分析结果

测点位置	垂直方向分频值		水平方向分频值	
	频率/Hz	幅值/(mm/s)	频率/Hz	幅值/(mm/s)
第 1 测点	34.4	29.16	34.4	33.88
	90.6	82.56	56.3	35.40
			90.6	97.68
第 2 测点	34.4	23.05		
	51.9	40.03	90.6	214.50
	90.6	62.86		
第 3 测点	34.4	2.77	34.4	6.67
	56.3	16.31	90.6	14.53
	90.6	15.23		
第 4 测点	34.4	3.99	34.4	14.07
	90.6	11.30	103.8	19.63
	155.6	13.74	116.9	34.94
第 5 测点	8.75	3.32	8.75	3.83
	13.10	7.68	13.10	8.22
			38.75	12.12

对主机供油脉动压力信号的频谱分析结果如表 2 所示,其时域曲线及频谱图如图 2 所示。

从图 2 分析得出,燃油压力的脉动频率主要集中在 21.87 Hz 至 125.00 Hz 之间,其主要频率有 21.875 Hz、34.375 Hz、69.375 Hz、90.625 Hz 和 103.750 Hz,其中 34.375 Hz 作为基频时,则 69.375 Hz 和 103.750 Hz 分别是它的二倍频和三倍频分量。

表 2 主机供油脉动压力信号的频谱分析结果

频率/Hz	幅值	频率/Hz	幅值
21.875	1.75	90.625	0.46
34.375	0.49	103.750	1.17
69.375	0.57		

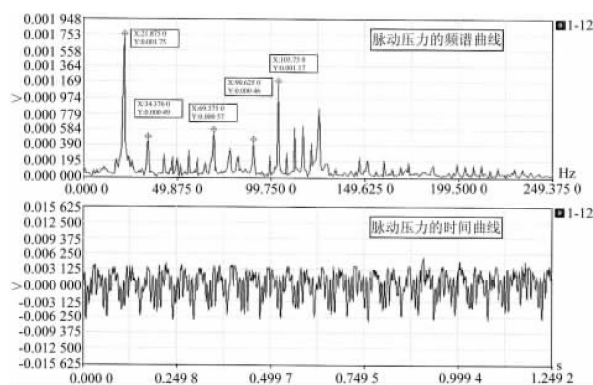


图 2 供油脉动压力信号时域曲线及频谱图

用锤击法测量燃油管系的固有频率,结果如表 3 所示。

表 3 燃油管系的固有频率

测点位置	固有频率/Hz		
	17.5	44.4	93.7
第 1 测点	17.5	44.4	93.1
第 2 测点	91.8	185.6	
第 3 测点	134.4	152.5	170.6

从以上数据统计可以看出,燃油管系上振动能量主要集中在 34.4 Hz 和 90.6 Hz 的频段上。测量数据显示,第 5 测点测量的主机振动数据符合 ISO6954 规范振动标准,虽然主机振动频率与管系振动频率相同,但由于燃油管与主机之间采用了弹性软管连接,所以燃油管系的振动与主机本体的振动基本无关。

根据 8 缸机 4 冲程柴油机的工作过程,其高压油泵供油产生的脉冲频率基频为 $515 \times 8 \div 2 \div 60 = 34.4$ Hz,这与燃油管第一测点振动频率吻合,所以高压油泵供油产生的脉冲应成为供回油管产生振动的基本原因。

当燃油管的振动频率为 90.6 Hz 时,又正好激励起部分油管(含油管支架)的固有频率产生共振,使主机供油管和回油管的振动幅度加大。

所以燃油的压力脉冲是造成燃油管产生强烈振动的根本原因。

4 减小振动的措施

4.1 改变燃油管系固有频率

通过重新布置燃油管系的走向,减少拐弯处的数量,同时尽量降低马脚支撑的高度,适当增加马脚的数量,缩短马脚间距,以改变燃油管系的固有频率。

4.2 加固马脚及支撑

改用“门”型双抱 HALF 弹性马脚,可以对管路振动起到适当缓冲的作用。底部支撑架全部由角铁改为槽钢,马脚的固定螺栓用 8.8 级螺栓。

4.3 降低燃油总管的供油压力

燃油供给泵出口压力的初始设定值为 0.92 MPa,燃油压力越高,则产生的脉冲能量越大。柴油机要求的供油压力范围为 0.5~0.962 MPa,在满足柴油机对供油压力需求的同时,尽量降低压力值,将供油压力调整为 0.6 MPa。

5 改进后振动性能对比分析

为了验证改造效果,改进后又一次对燃油管路在相同工况下进行了振动性能参数测量。各测点的幅频值如表 4 所示。

表 4 改造后各测点的幅频值

测点位置	垂直方向分频值		水平方向分频值	
	频率/Hz	幅值/(mm/s)	频率/Hz	幅值/(mm/s)
第 1 测点	79.3	2.14	41.8	10.8
	88.0	10.8	46.1	12.8
			88.0	5.43
第 2 测点	79.6	2.52	41.8	12.6
	88.0	6.33	46.13	14.1
	96.6	8.35	96.6	17.8
第 3 测点	88.0	5.34	88.0	0.94
	100.6	3.651	113.4	1.55
			172.1	10.65
第 4 测点	79.5	1.63	79.5	7.63
	88.0	2.26	100.6	9.66
	100.6	4.50	113.4	16.04
第 5 测点	8.40	2.46	8.40	2.31
	12.6	8.52	12.6	8.10
			37.80	11.14

对主机供油脉动压力信号的频谱分析结果如表 5 所示。

表 5 主机供油脉动压力信号的频谱分析结果

频率/Hz	幅值	频率/Hz	幅值
21.0	0.19	79.6	0.09
25.1	0.16	88.0	0.11
33.5	0.18	100.6	0.13

同样用锤击法测量燃油管系的固有频率,如表 6 所示。

表 6 改造后燃油管系的固有频率

测点位置	垂直固有频率/Hz			水平固有频率/Hz		
第 1 测点	153.4	206.8	293.4	41.3	44.4	
第 2 测点	153.7	281.3	355.6	41.3	185.6	254.1
第 3 测点	170.6	265.3	443.7	85.1	171.2	265.3
第 4 测点	171.2	265.6	389.1	85.3	105.3	170.9

由上表看出燃油管系经过改造,固有频率得到了根本的改变,与运行中的燃油脉动不再存在明显的共振点。

改造前后的管路性能参数对比如表 7 所示。

表 7 改造前后的管路性能参数对比

测点位置	振动总值(有效值)			
	垂直方向/(mm/s)		水平方向/(mm/s)	
	整改前	整改后	整改前	整改后
第 1 测点	91.4	31.87	100.3	29.60
第 2 测点	82.3	42.30	209.8	50.39
第 3 测点	34.2	17.18	41.1	20.50
第 4 测点	31.6	12.81	46.6	41.73
第 5 测点	12.1	12.90	15.3	14.40

测量分析显示,燃油管系的固有振动频率明显改变,柴油机燃油管路振动幅度明显减小,大部分测点的振动幅值都下降了 50% 以上,说明共振现象明显改善,管路改造起到了良好的效果。

6 结束语

改进后虽然管系振动明显减小,共振问题基本解决,但引起振动的能量源并没有完全消除,柴油机高压油泵吸排油产生的燃油压力脉冲没有得到有效的吸收和释放。燃油管路虽然进行了改造,长时间运行仍有可能导致管系的疲劳破坏。

参考文献

- [1] 胡宗武. 工程振动分析基础[M]. 上海:上海交通大学出版社,1999.
- [2] 汪凤泉,郑万泔. 试验振动分析[M]. 南京:江苏科学技术出版社,1998.