



某柴油机满负荷工况气缸盖相对位移的测量

刘 志, 刘贤乐, 丛 林, 张 宇, 李百艳, 陈椿芳
(大连船用柴油机有限公司, 辽宁 大连 116021)

摘 要: 介绍了柴油机工作时一种类似缸盖振动的两个缸盖之间相对位移变化的起因及测量方法。通过计算与测量结果的对比, 对某些机型缸盖位移的大小及规律给出了量化的说明。
关键词: 低速柴油机; 气缸盖; 位移; 测量
中图分类号: TK423.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2012)04-0035-04

Relative Displacement Measurement between Cylinder Covers on a Full Running Engine

Liu Zhi, Liu Xianle, Cong Lin, Zhang Yu, Li Baiyan, Chen Chunfang
(Dalian Marine Diesel Co., Ltd, Liaoning Dalian 116021)

Abstract: The reason of the relative displacement between cylinder covers, which looks like a kind of cover vibration in a running engine is introduced, as well as its method for displacement measurement. By contrasting FEM calculation result with the result of measurement, the magnitude and rule of cover displacement for some engines is illustrated quantitatively.
Keywords: low speed engine; cylinder cover; displacement; measurement

0 前 言

Dalian-MBD 6S46MC-C 12 号柴油机是大连船用柴油机有限公司(DMD)为渤船重工建造的 45100 吨散货船(船东是某航运公司)配置的船用主机。该 S46 柴油机已在大约 1 个月前经过座台试验, 其性能参数、油耗及排放指标均满足设计要求, 并获得了船东、船厂及船级社三方代表的认可。但在随后的主机扫尾工作交接中, 船东又追加提出: 在座台试验期间曾目测到主机气缸盖之间有大约 2 mm 的相对运动位移, 并以此作为拒绝签收主机的理由。经过多次协商, 最后 DMD 公司同意了船东提出的重新组装主机, 以及在二次座台试验时对缸盖相对位移进行测量的要求。

1 测量背景及起因分析

DMD 公司自 1982 年引进专利生产低速柴油机

以来, 已有近千台船用主机配船使用。其间虽确有某些船东对主机机体的振动提出过测量要求, 但至今尚未有一家船东像上述航运公司的船东一样注意到: 柴油机工作时缸盖之间会存在如此之大的相对位移。

尽管 DMD 公司对该船东单方面的观察结果并不认同, 但考虑到当前严峻的市场现状, 仍对其不尽合理的要求做出了积极的回应。

首先要做的是从技术的角度对以上现象给出合理解释。图 1 是 MAN Diesel & Turbo 公司针对一台 6S50MCC 主机, 利用有限元计算软件给出的分析案例。其理论依据是: 假定柴油机某一缸发火时, 受到巨大燃气压力的影响, 将引起缸体局部变形, 进而引起状如悬臂结构的缸头纵向倾倒。这一现象应该和船东观察到的缸盖之间的相对位移相吻合。

该计算起始点在 2 号与 3 号缸盖之间, 静止间

距为 27.4 mm。图 1(b)为计算所得的主机一转内两个缸盖之间的位移变化曲线。即，在一转内缸盖之间经历了两次“张开”和一次“挤压”过程，其峰-峰(P-P)值位移大约为 0.6 mm。

需要说明的是：

- (1) 该 FEM 计算仅适用于 6S50MCC 主机，其位移计算值及变化曲线可以提供其它机型参考。
- (2) 示例表述的是 2 号与 3 号缸盖之间的位移变化，其它缸盖间位移变化的大小及规律可能会有

所差别。

(3) 上述位移变化是某一特定发火瞬时的位移变化，其它瞬时这种变化也会有所差别。

根据计算结果，MAN Diesel & Turbo 肯定了在柴油机工作时缸盖之间存在相对位移这一事实；但同时又含蓄地否定了船东提及的在 S46 机缸盖间能够观察到 2 mm 位移变化的可能性，并为此提出进行实际测量的建议。

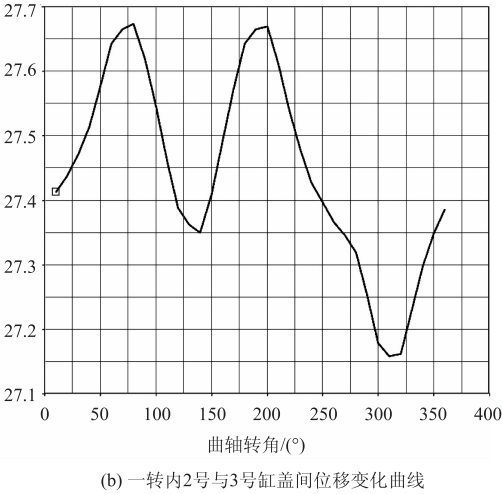
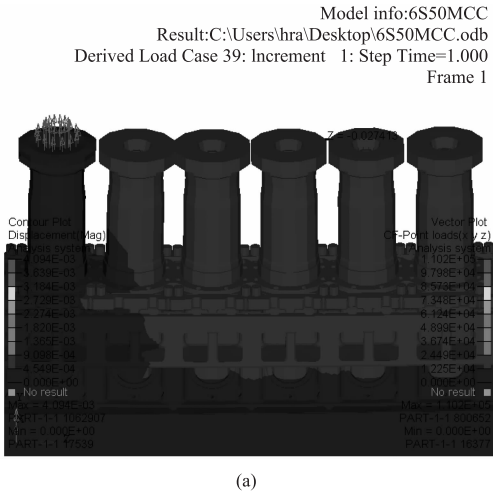


图 1 6S50MCC 柴油机有限元分析

2 测量点及仪器布置

为了与 MAN Diesel & Turbo 的 FEM 计算结果进行对比，并且也为了满足船东对测点位置的具体要求，本次测量的测点布置在主机 2、3 号缸盖之间。为便于传感器安装，又特别制作了两个角钢支架，借助于两组缸盖螺栓端部 M10 的起吊螺孔，分别安装在缸盖螺栓上。一个用于安装测量传感器（支架 A），另一个用作测量的参照面（支架 B）。支架及传感器的布置见图 2。



图 2

测量中使用了两种不同型号的振动分析仪。一种是 MAN Diesel & Turbo 作为标准配置的 AVM-

M30-B2 轴向振动监测仪，见图 3 测量设备 A，其附带的 Balluff BAW-030-PF-1-K-07 电涡流传感器可以实时显示测量对象的位移 P-P 值。另一种是 DMD 公司已成功使用多年的 DAA2.4 Vibration Analyzer 振动分析仪，见图 4 测量设备 B，借助于由 AVM-M30-B2 轴向振动监测仪 BNC 信号输出接口提供的输入信号，可以在线显示测量所得的时域波形。

测量准备工作按照以下几个步骤进行：

- (1) 将与测量设备 A 连接的 Balluff BAW-030-PF-1-K-07 电涡流型传感器布置在传感器支架 A 上，调整探头与支架 B 的距离，距离要求为 8.5 mm；
- (2) 用导线连接测量设备 A 的 BNC 输出接口和测量设备 B 的输入接口；
- (3) 向测量设备 A 提供 24 V 直流电源；
- (4) 向测量设备 B 提供 220 V 电源；
- (5) 从安装在主机曲轴自由端用于向 Alpha 注油器提供转速信号的角度编码器取出一路转速信号连接到测量设备 B；
- (6) 打开连接电脑并启动分析应用软件 (Win-VA Software)，设置分析仪的测量参数以及传感器输出信号的灵敏度，设置完成后准备测量。



图 3 测量设备 A

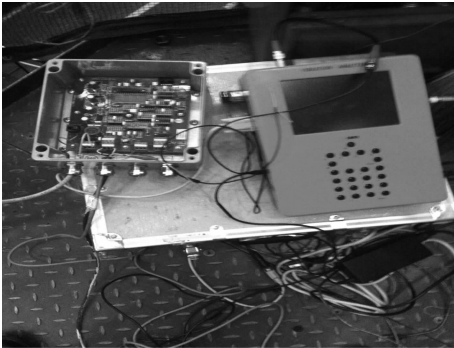


图 4 测量设备 B

3 座台试验测量结果的分析

S46 主机的额定功率是 6 830 kW，对应转速 112 (r·min⁻¹)。按照船东的要求，测量从大约 75% 负荷(100 (r·min⁻¹))开始，以每分钟 2~3 转的速度间隔缓慢加速到满负荷工况为止。

在整个测量过程中，从测量设备 A 的显示窗口可以不间断地实时读出位移的 P-P 值，再结合与实时转速对应的顺序编号，利用连续拍照的方式这些位移数值得以记录保留，见图 5，该瞬时记录到的位移 P-P 值是 0.57 mm，对应转速为 112 (r·min⁻¹)。



图 5 瞬时位移 P-P 值

另一测量设备 B 被设置为每 10 s 自动采集并记录一组信号数据，同时在其显示屏上在线显示某

一瞬时测量得到的时域位移变化曲线以及经过 FFT 分析后的频域谱线图，见图 6。该记录瞬时的主机转速为 112.5 (r·min⁻¹)。其后处理得到的不同转速下的位移 P-P 值，见图 7。

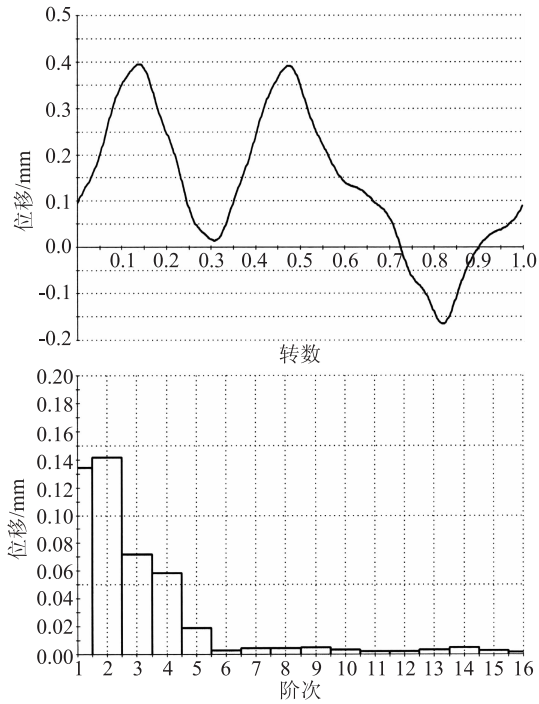


图 6 转速 112.5 (r·min⁻¹) 时，2 号、3 号缸盖之间位移

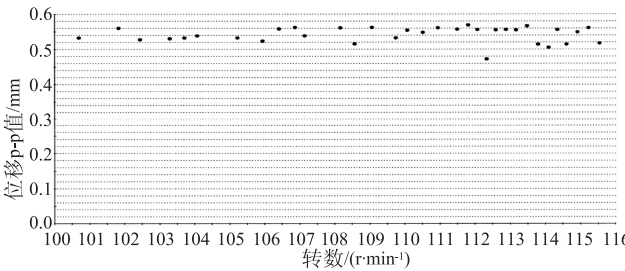


图 7 不同转速下的位移 P-P 值

从图 6 和图 7 的测量结果可以得出如下结论：

(1) 在 100~115 (r·min⁻¹) 的测量转速范围内，记录到的位移变化值(P-P 值)基本平稳分布在 0.5~0.6 mm 区间。这起码说明：发动机在较高负荷工作时缸盖位移的变化不会随着转速的提高而有明显的变化。

(2) 对比图 1 和图 6 可以看出：计算和测量所得的两条位移变化曲线还是比较吻合的。区别只在于图 1 是以相对于 1 号缸上止点的曲柄转角为横坐标，而图 6 以发动机 1 转的十进位分数为横坐标。由此也验证了上述 FEM 计算具有比较高的可信度。

(3) 图 6 中的阶次分析图给出了经 FFT 处理过的测量数据，其中并不存在一般振动都具有的主阶次振动峰值；而在同一时间测量到的主机缸体(连同

缸盖)的纵向振动的位移值是 0.1 mm (11.125 Hz/6 次)左右,两者之间并没有什么直接的关联。

(4) 缸盖位移现象在所有船用低速机上都存在,而且随着主机冲程的增大,缸盖之间位移的变化将会更大。这一点对于 MAN Diesel & Turbo 最近开发出的 G 型(超超长冲程)主机尤为值得关注。

最后,需说明的是,以上提及的缸盖发生纵向相对位移的现象,实际上是很难凭借目测观察来确定其量级的,这一点已经现场多人观察确认。

4 结 束 语

本文介绍的缸盖位移的测量方法、测点布置、

(上接第 34 页)

5 总 结

平行销座的间距优化、采用楔形或阶梯形销座可以增加活塞销座与销的接触面积,从而提高活塞的承载能力。在最新开发且使用铝活塞的高性能发动机中,阶梯形销座和连杆已成为设计趋势。

当然也应注意到,平行连杆生产成本最低,楔形连杆次之,而阶梯形连杆最高。因此,最高燃烧压力小于 15 MPa 时可考虑使用间距优化的平行销座和连杆,最高燃烧压力在 14 ~ 18 MPa 之间,可以考虑采用楔形销座和连杆,最高燃烧压力在 18 MPa 以上则建议采用阶梯形销座和连杆。当然,具

传感器的选用以及最终的测量结果都得到了 MAN Diesel & Turbo 的高度评价及认可。其权威性的答复意见如下:

“对于上述主机,我们确认在(柴油机)一转期间所观察到的缸盖之间大约 0.6mm 的轴向位移变化是正常的。该位移变化源于由内力产生的缸体的弹性变形,并且其量纲与特性均与我们计算所预期的相符。这种位移现象对于发动机的安全运行并无影响”

这一答复意见以及 DMD 公司为此所做的大量测量工作对于解释类似主机上还可能出现的类似问题将会起到良好的借鉴作用。

体形式的选择必须与发动机的实际设计情况结合起来。

参考文献

[1] 陶莉莉,刘世英. 中重型汽车发动机活塞的设计研究[J]. 内燃机与动力装置,2006 (3):19 - 23.

[2] 刘达利,齐丕骧. 新型铝活塞[M]. 北京:国防工业出版社. 1999.

[3] 刘世英,赵旭东. 发动机活塞机械强度试验影响因素的讨论[J]. 内燃机工程,2011(4):89 - 92.

[4] 刘耀东,郭金宝. 发动机活塞液压脉冲机械疲劳试验方法研究[J]. 内燃机,2009(8):30 - 32.

信息动态

三菱重工建造完工“4UE - X3”船用柴油机试验机

三菱重工神户船厂和兵库县神户机械厂已建造完工 4UE - X3 试验机——全尺寸低速二冲程船用柴油机试验机。

该船用柴油机试验机将用于为应对今后航运业面临的更加严格的环保法规而开发的各种发动机的试验;该机还将用于 UEC - LSGi 双燃料低速船用柴油机的试验。

这台缸径为 600 mm 的四缸试验机是在三菱 UEC60LSE-Eco 低速船用柴油机的基础上开发的。该试验机将用于验证 2016 年后新建造的船用发动机是否符合 IMO TierIII (要求 NO_x 排放降低 80%) 的要求。

三菱重工补充说,该试验机还将用于试验节能技术的验证。目前,三菱重工正在促进其 MEET (三菱船舶能源和环保技术解决方案系统) 项目,该项目将涉及余热回收的验证和林肯循环技术。

在试验机旁还建有一个培训设备,可供用户进行维护培训。

4UE-X3 试验机主要技术参数:缸数:4;缸径:600 mm;活塞行程:2 400 mm;平均有效压力:2.1 MPa (作为初期规范);功率输出:9 970 kW (发动机转速:105 (r · min⁻¹))。

(李积轩 编译)