

性能与排放

G32 柴油机满足 IMO TierII NO_x 排放要求的技术研究

李 宁, 罗爱强, 霍荣康, 孙良艳, 何志强

(广州柴油机厂股份有限公司, 广东 广州 510371)

摘 要: 针对 IMO Tier II 排放法规要求, 在 G32 系列船用柴油机上进行了降低 NO_x 排放技术, 包括: 增压中冷技术、雾化喷水技术、优化进机燃油温度、米勒定时技术等试验研究。研究表明: 上述技术均能在一定程度上降低 NO_x 排放。通过对上述技术的综合优化, 使 G32 柴油机在保持良好经济指标的前提下, 满足 IMO Tier II 法规 NO_x 排放要求。

关键词: 船用柴油机; NO_x; 排放; 控制

中图分类号: TK421⁺.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2012)03-0018-04

Technical Research on G32 Diesel Engine Meeting IMO Tier II NO_x Emission Requirements

Li Ning, Luo Aiqiang, Huo Rongkang, Sun Liangyan, He Zhiqiang

(Guangzhou Diesel Engine Factory Co., Ltd. Guangdong Guangzhou 510371)

Abstract: In order to meet the requirements of IMO Tier II, Guangzhou Diesel Engine Factory Co., Ltd. has carried out the research and tests on different technologies to reduce NO_x emission on G32 diesel engine, including: supercharging and intercooling technology, atomizing spray technology, optimizing fuel oil temperature at engine inlet, and Miller timing, etc. The results show that all the above mentioned technologies could reduce NO_x emission to a certain degree. And with all these being synthesized and optimized, G32 diesel engine could not only meets NO_x emission requirements of IMO Tier II, but also keeps the good economic indicator.

Keywords: marine diesel engine; NO_x; emission; control

0 引 言

G32 系列船用柴油机是广州柴油机厂股份有限公司与中国船舶重工集团公司第七一一研究所联合开发、具有完全自主知识产权、高性能中速大功率产品机型, 其技术水平在国内自主品牌产品中处于领先地位, 达到本世纪初国际同类先进水平。G32 系列柴油机有 6、8、9 缸机型, 主要技术指标见表 1。

柴油机机内控制 NO_x 排放的技术有很多种, 而当前国内业内为应对 IMO 法规要求, 普遍采用的是简单地减小喷油提前角的方法。这种方法固然

是降低 NO_x 排放的主要措施之一, 但如简单采用会伴随着燃油消耗增加和排气温度升高等问题的出现, 有得有失。

表 1 G32 系列柴油机主要技术指标

缸径/mm	320
转速/(r·min ⁻¹)	600
冲程/mm	480
单缸功率/kW	488
平均有效压力/MPa	2.53
压缩比	13.5
燃油消耗率 100%/(g·(kW·h) ⁻¹)	185

收稿日期: 2011-10-08

作者简介: 李宁(1963-), 男, 工程师, 主要从事柴油机性能研究和产品开发, E-mail: lin@gdfdiesel.com.cn。

为满足 IMO Tier II 排放法规要求，2008 年起，公司以 G32 柴油机为研究机型开展了一系列降低 NO_x 排放的技术研究试验，目的是找到一条适合本公司产品特点的降低 NO_x 排放的技术路线，既降低 NO_x 排放，又能使柴油机保持良好的性能指标和经济指标。

1 改变进气温度

G32 柴油机采用的是双室冷却的中冷器，即高温和低温冷却，特点是高负荷时充分冷却降低进气温度，低负荷时高温侧可适当加热提高进气温度。

试验是在中冷器低温级进出冷却水管路上安装 DZF-100K1 型温度控制阀，通过调节进入中冷器的冷却水量调节中冷后进气温度。按 E3 循环试验（推进特性 25%、50%、75%、100% 负荷），分别控制中冷后进气温度在 33 ~ 58 ℃ 之间进行测试。

对比测试结果，NO_x 排放下降约 4.1% 左右；平均进气每降低 10℃，NO_x 排放下降约 1.64%。说明降低柴油机中冷后进气温度，也是降低柴油机排放的有效措施。

2 雾化喷水

将水雾化喷入进气管进入燃烧室，可以降低最高燃烧温度，降低 NO_x 的生成。

试验在 6G32 柴油机上进行，在中冷器后进气箱的第二、四、六缸进气道上各安装一个雾化喷头，喷水压力调至 0.5 ~ 0.75 MPa。试验时，根据负荷打开喷头数量，25% 和 50% 负荷时打开第六缸一个喷头，75% 负荷时打开第六、四缸两个喷头，100% 负荷时打开全部三个喷头。试验过程中调节喷水压力，使进气管排水口尽量少排水。试验按 E3 循环进行。试验结果见表 2。

表 2					
负荷		25%	50%	75%	100%
进气温度/℃	无喷水	36	40	47	52
	喷水	25	30	36	40
排气温度/℃	无喷水	318	372	366	349
	喷水	305	361	352	341
燃油消耗率/ (g·(kW·h) ⁻¹)	无喷水	215	200.3	194.5	196.5
	喷水	218.2	205.7	196	198.3
NO _x /×10 ⁻⁶	无喷水	1 550	1 468	1 368	1 277
	喷水	1 174	1 160	1 115	1 046
	降幅/%	24.3	21	18.5	18.1

试验表明：在进气管适量雾化喷水，可明显地降低柴油机 NO_x 排放（图 1），NO_x 排放量降幅约为 23.4%；同时排气温度也有所降低；但燃油耗率略

有上升。图 2 为雾化喷水量与功率的关系曲线。

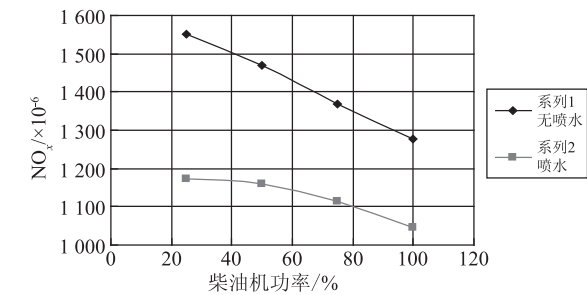


图 1 雾化喷水与不喷水对比试验

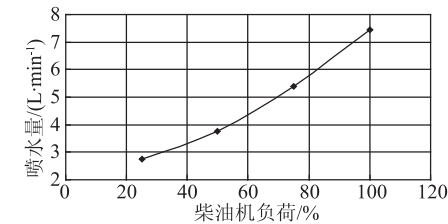


图 2 雾化喷水量与柴油机负荷的关系

3 燃油进机温度

提高燃油进机温度，改变柴油机燃烧特性，可在一定程度上抑制 NO_x 的生成。

试验在燃油进机前管路上加装电加热器，对燃油进行加热，燃油进机温度分别为 48 ℃ 和 66 ℃，按 E3 循环试验，NO_x 排放数据如下表 3。

表 3					
负荷		25%	50%	75%	100%
NO _x /×10 ⁻⁶	燃油温度 48 ℃	1 596	1 420	1 321	1 156
	燃油温度 66 ℃	1 531	1 373	1 251	1 092
下降幅度		4.03%	3.26%	5.32%	5.50%

在 100% 负荷点，控制不同燃油进机温度，分别测试 NO_x 排放数据。试验数据（图 3）显示：随着燃油温度升高，柴油机 NO_x 排放下降，100% 负荷点，燃油从 49 ℃ 上升至 75 ℃ 时，NO_x 排放值下降约 8.3%，燃油温度平均每上升 10℃，NO_x 排放下降约 3.29%。另外，改变燃油进机温度对柴油机的燃油耗和排气温度没有明显影响。

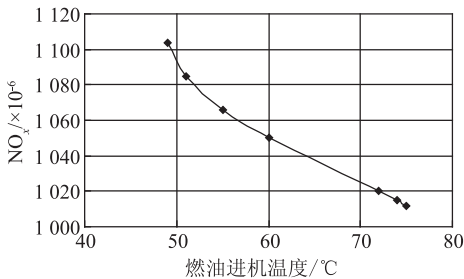


图 3 燃油进机温度与 NO_x 排放关系

4 改变燃油喷射速率

提高燃油喷射速率，可以改善燃油雾化质量，改善燃烧，降低最高燃烧温度，从而达到抑制 NO_x 排放的生成。

试验是通过改变高压油泵的柱塞尺寸来改变喷油速率的，三种试验方案分别是：①原产品高压油泵柱塞，直径 Φ28 mm；②加大高压油泵柱塞直径 Φ30 mm；③高压油泵柱塞直径 Φ28 mm，增加柱塞长度，调整柱塞工作段速度。

试验在不改变其它柴油机参数的情况下按 E3 循环进行。试验数据(图 4 和表 4)显示，加大高压油泵柱塞直径和增加柱塞长度提高柱塞工作速度，NO_x 排放均有明显下降；同时，缸后平均排气温度也略有下降，但燃油消耗率没有明显变化。

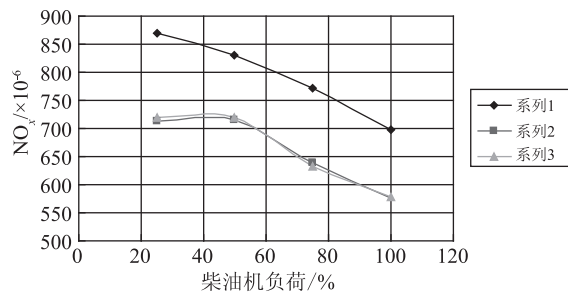


图 4 喷油速率与 NO_x 排放试验

表 4

负荷/%		25	50	75	100
NO _x /10 ⁻⁶	方案 1	870	820	771	698
	方案 2	713	715	640	576
	方案 3	719	720	632	578

5 改变喷油定时

柴油机 NO_x 排放对喷油定时极为敏感。迟后喷油可以减少预混合燃油量，降低最高燃烧压力和峰值温度，因而能有效减少 NO_x 的生成。喷油定时迟后是减少 NO_x 生成最简单而有效的方法之一，但是会导致燃油消耗率增加。

由于 G32 柴油机的喷油定时调整困难，可调角度小，本次只做了两个喷油定时的对比试验，即喷油定时分别为 3.5 °CA 和 4.7 °CA。结果显示：NO_x 排放由 11.63 (g·(kW·h)⁻¹) 下降为 11.15 (g·(kW·h)⁻¹)，喷油定时迟后 1 °CA，NO_x 排放下降 0.4 (g·(kW·h)⁻¹)。

在 320 柴油机上亦做了对比试验，喷油定时分别调整为 13、11、9、7 °CA，其它参数不变。按 E3 循环试验。试验数据(图 5、6、7、8)显示，喷油定时迟

后可显著减少 NO_x 排放量，并随着喷油定时的不断迟后 NO_x 排放的减少量不断加大，喷油定时平均每迟后 1 °CA，NO_x 排放下降 0.835 (g·(kW·h)⁻¹)，但油耗率和缸后排气温度也会随之不断上升。

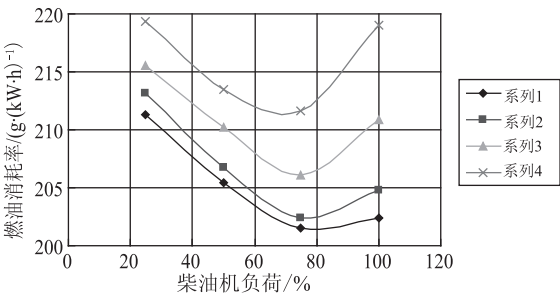


图 5 喷油定时与燃油消耗率的关系

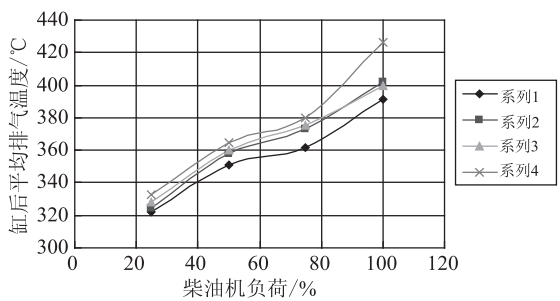


图 6 喷油定时与缸后排气温度的关系

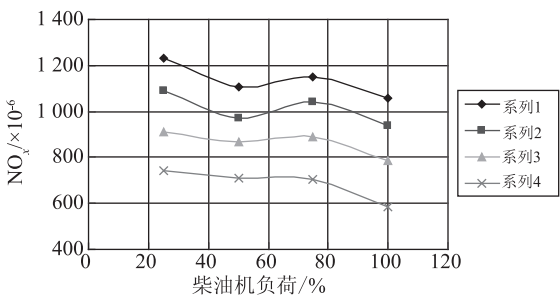


图 7 喷油定时与 NO_x 排放的关系

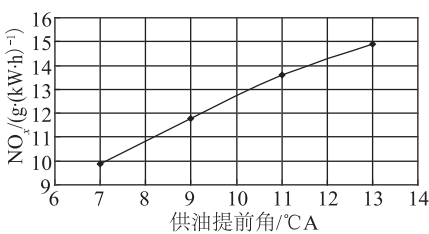


图 8 喷油定时与 NO_x 排放的关系

6 米勒定时

米勒定时基本原理是：通过适当改变进气阀的开启或关闭的时间，在进气冲程活塞到达下止点前关闭进气阀，活塞继续下行使气缸内增压空气再膨胀吸热，缸内空气压力和温度下降，从而降低了最高燃烧温度，降低 NO_x 生成。

应用米勒定时技术,与之相匹配地必须同时采用提高压缩比和提高增压空气压力,才能获得既降低 NO_x 排放和燃油消耗率,又能保持柴油机其它性能指标不下降的效果。

试验时压缩比由 13.5 提高到 14.5,原配 TPS61-D01 增压器(压比 4.2)更换成高效的 TPS61-F33 增压器(压比 4.7)和 A145-M66 增压器(压比 5.8)。试验方案分别是:

- ① TPS61-F33 增压器 + 540 °C A 进气关;
- ② A145 增压器(TA55 喷嘴环) + 540 °C A 进气关;
- ③ A145 增压器(TA55 喷嘴环) + 530 °C A 进气关;
- ④ A145 增压器(TA53 喷嘴环) + 530 °C A 进气关。

按 E3 循环试验,试验结果如图 9 所示。

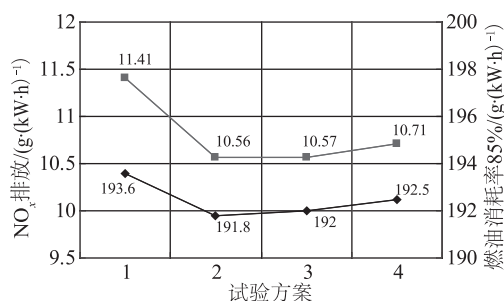


图 9 米勒定时、增压器与燃油耗和 NO_x 关系

试验表明:采用强米勒定时,柴油机 NO_x 排

放量显著下降,燃油消耗率也比之前有所降低,综合评估方案 2 效果较好, NO_x 排放和燃油消耗率都较低。

7 综合试验

综合分析以上试验结果,经过优化选择,最终确定 G32 柴油机满足 IMO-Tier II 排放要求所采用的技术是:

- (1) 540 °C A 米勒定时;
- (2) 压缩比由 13.5 提高到 14.5;
- (3) 匹配 TPS61-F33 增压器压;
- (4) 采用加长柱塞的进口高压油泵;
- (5) 加大中冷器冷却面积,加强冷却;
- (6) 优化供油定时。

经上海沪江排放检测公司按 E3、D2 循环测试, NO_x 排放值为 $9.76 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ (E3) 和 $8.68 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ (D2), 满足 IMO-Tier II 排放法规要求的 $10.10 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$, 燃油消耗率为 $193 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ 。

8 结束语

通过在 G32 柴油机上进行降低 NO_x 排放的各种试验,找到了一条适合高强化度中速柴油机满足 IMO-Tier II 法规 NO_x 排放要求的技术路线。这条技术路线既降低了 NO_x 排放,又能保持柴油机的其它性能指标的先进性,使柴油机品质不下降。

(上接第 17 页)

(1) 喷油提前角 3 °C A 下的比排放量相对于排放法规规定的排放量得到了很大改善:CO 比排放量降低了 81.5%; NO_x 和 HC 的比排放量降低了 12.2%; PM 比排放量降低了 62.5%。试验用柴油机可以达到拟国 3 排放要求。

(2) 不同喷油提前角对柴油机的动力性影响较小。

(3) 不同喷油提前角对柴油机的经济性有着较大的影响。随着喷油提前角提前,柴油机的经济性随之提高,喷油提前角 3 °C A 下的燃油消耗率较之喷油提前角 -1 °C A 降低了将近 5% 左右。

参考文献

[1] Yi Y, Hessel R, Zhu G S, et al. The influence of physical

parameter uncertainties on multidimensional model predictions of diesel engine performance and emissions[C]. SAE 2000-01-1178.

[2] Desantes J M, Pastor J V, Arregle J, et al. Analysis of the combustion process in a EURO III heavy-duty direct injection diesel engine. Transaction of the ASME[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002; 636-644.

[3] Ishii Yoshinori, Zhang long. Simulating the effect of injection rate profile on emissions and combustion in a DI diesel engine[A]. Proceedings of the 15th Internal Combustion Engine Symposium (International) [C]. Seoul, Korea, 1999: 483-487.

[4] GB20891-2007, 非道路移动机械用柴油机排气污染物排放限制及测量方法(中国 I、II 阶段)[S].

[5] 周龙保等. 内燃机学[M]. 北京:机械工业出版社, 2006.