



基于一种新型喷油系统的船用柴油机 NO_x 排放试验研究

隆武强¹, 冷先银^{*1}, 董全¹, 杜宝国¹, 张旭东², 闫晓锐², 张军利², 肖朝南³

(1. 大连理工大学 内燃机研究所, 辽宁 大连 116024;
2. 陕西柴油机重工有限公司, 陕西 兴平 713100;
3. 重庆红江机械有限责任公司, 重庆 402162)

摘要: 为了探索采用改进的机械式喷油系统以较低的成本使大功率船用柴油机的 NO_x 排放满足 IMO Tier II 法规的可能性, 在一台 6PC2-6/2L 型柴油机上开展台架试验, 验证了自行研发的新型喷油系统, 即交叉喷孔油嘴和调压孔式喷油泵, 对于降低船用柴油机 NO_x 排放的效果. 试验结果表明: 交叉喷孔油嘴所产生的扇形喷雾在柴油机气缸的空间分布范围广, 混合气更为稀薄, 有利于抑制燃烧温度, 从而降低 NO_x 排放; 将新型喷油系统应用于该柴油机使 NO_x 排放率降低 14.3%, 同时制动油耗率降低 1.5%. 新型供油系统进一步优化有望使该柴油机的 NO_x 排放满足 IMO Tier II 排放法规.

关键词: 船用柴油机; NO_x 排放; 交叉喷孔油嘴; 调压孔式喷油泵

中图分类号: TK421.4 **文献标志码:** A

0 引言

国际海事组织 (IMO) 对船舶 NO_x 排放的 Tier II 法规于 2011 年开始实施, 对船用柴油机 NO_x 排放的限值比 IMO Tier I 法规进一步降低了约 20%^[1]. 当前我国生产的船用柴油机多数采用机械式喷油泵, 为了获得较低的燃油消耗率, NO_x 排放水平较高, 难以满足 IMO 新的排放法规. 降低出厂船用柴油机的 NO_x 排放成为亟待解决的问题.

船用柴油机的 NO_x 排放可通过尾气后处理装置, 如选择性催化还原系统, 进行有效且大幅度的净化^[2]. 该方法几乎不影响柴油机的经济性, 但成本很高. 在 IMO Tier II 排放法规的实施阶段, 首选的还是低成本的机内净化方法.

最简单的机内净化柴油机 NO_x 排放的方法是推迟喷油定时, 但该方法会导致严重的经济性恶化. 国外的船用柴油机生产公司主要采用基于电子控制技术的缸内加水、米勒循环^[3]和喷射率形状调制等机内净化 NO_x 排放措施, 在满足

IMO Tier II 排放法规的同时也会使柴油机的安装和运行成本稍有增加.

作者期望基于国内船用柴油机企业目前的生产技术水平, 通过对机械式喷油泵和喷油嘴的技术改进, 以较低的成本满足 IMO Tier II 排放法规. 为了验证方案的效果, 在一台船用中速柴油机上试用自行研发的新型喷油系统, 即交叉喷孔油嘴和调压孔式喷油泵, 进行 NO_x 排放试验研究.

1 新型机械式喷油系统

1.1 调压孔式喷油泵

喷射率形状调制是一类成本较低的机内净化柴油机 NO_x 排放控制方法^[4], 包括预喷射、多次喷射和靴形喷射. 靴形喷射降低 NO_x 排放的方法简单、有效、可靠性高, 在很多机型上得到了应用. 文献^[5~8]都验证了靴形喷射规律可以有效降低柴油机的 NO_x 排放. 在这些研究中, 靴形喷射规律都是利用电控高压共轨喷射系统或电控单体泵来实现的, 与机械式喷油泵相比, 会大幅增加成本.

作者开发了调压孔式喷油泵, 以期用机械式

收稿日期: 2010-01-28; 修回日期: 2011-09-20.

基金项目: 国家部委预先研究资助项目(A1420060212).

作者简介: 隆武强(1962-), 男, 博士, 教授; 冷先银*(1980-), 男, 博士, E-mail: lengxy_dut@yahoo.com.cn.

喷油泵实现靴形喷射规律或近似靴形的喷射规律,优化燃烧过程,降低 NO_x 排放.在对现有柴油机进行技术改进时,调压孔式喷油泵通过对原机所配喷油泵的柱塞偶件的改进设计而得到:设计时适当增加原机喷油泵的柱塞直径,并在柱塞套的进、回油孔上部一定高度处开钻一定数量的小孔,称之为调压孔.图 1 给出了调压孔式喷油泵的柱塞偶件结构,其工作原理如下:喷油泵工作时,当柱塞刚刚开始向上运动时,如图 1(a)所示,由于回油孔和调压孔都没有封闭,泵腔与低压油路连通,泵腔内压力很低,不能向高压油路供油;柱塞继续向上运动,越过回油孔开始向高压油路供油,如图 1(b)所示,在喷油早期,调压孔没有被柱塞封闭,使泵腔内燃油的小部分经调压孔回流到低压油路,其作用是调节泵腔内的压力,降低压力上升的速率,以不太高的供油压力向喷油器供油,从而降低了喷油早期的喷射压力和喷油率;柱塞进一步向上运动,直到封闭所有的调压孔之后,如图 1(c)所示,泵腔与低压油路不再连通,由于柱塞的挤压作用,泵腔内燃油的压力将进一步快速上升,以更高的压力向高压油路供油,从而使燃油喷射中后期的喷射压力和喷射率显著提高.

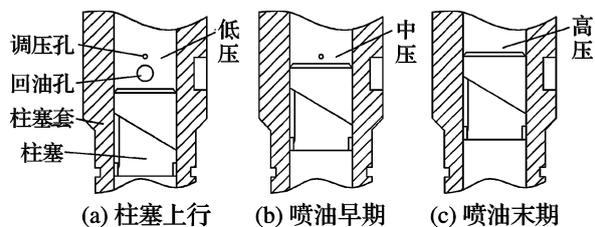


图 1 调压孔式喷油泵柱塞偶件

Fig. 1 The matching parts of the plunger piston for the pressure-modulating-hole type fuel pump

通过柱塞运动和调压孔的作用,从整个喷射过程看,早期喷油率相对较低,而中后期喷油率相对较高,可以得到近似靴形的喷射规律,将抑制缸内燃烧温度的上升,控制热 NO_x 的生成速率,从而降低 NO_x 排放.此外,由于在设计时增加了柱塞直径,新的喷油泵工作时,在泵腔完全封闭之后,喷射压力和喷射率比原喷油泵显著增加,总的喷油持续时间缩短,有利于降低柴油机的油耗和碳烟排放.

在设计用于本文试验研究的调压孔式喷油泵时,将原机喷油泵的柱塞直径增加 6%,在进、回

油孔的上方增设小直径的调压孔,经改进设计而得到的调压孔式喷油泵初期喷射率降低,后期喷射率增加,喷射持续期缩短.

1.2 交叉喷孔油嘴

为了获得高质量的燃油雾化和快速的油气混合,从而改善燃烧和排放,现代直喷式柴油机燃油喷射系统的发展趋势是提高喷射压力、缩小喷孔的尺寸.但是,在喷射压力提高到一定水平之后,会出现密封困难、可靠性难以保障等问题,而且燃油系统消耗的功率也会增加,影响柴油机的燃油经济性.因此,尽管很早就有过 300 MPa 喷射压力的试验研究,但直到今天,市场上还没有出现喷射压力超过 250 MPa 的柴油机产品.

为了在不太高的燃油喷射压力下获得高质量的燃油雾化,作者研制了交叉喷孔油嘴,它的每一个喷孔都由至少两个子喷孔交叉汇聚而组成.交叉喷孔油嘴头部形状如图 2 所示.

交叉喷孔油嘴的喷雾特性将受到子喷孔交叉位置、孔径和夹角等多种因素的影响.交叉喷孔内的燃油流动类似于圆管汇流.根据茅泽育等^[9]对圆管汇流进行的试验研究,两股支流汇聚后,由于彼此冲击,发生能量损失和动量交换.试验数据表明圆管汇流部位的能量损失与两股支流的交叉角度相关,交叉角越大,能量损失越多.类比圆管汇流可知,在交叉喷孔中,子喷孔汇聚处也会发生能量损失,而且损失的动能将转化为汇流处的湍动能.

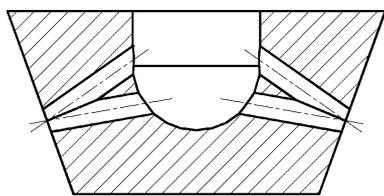


图 2 交叉喷孔的结构

Fig. 2 The structure of intersecting hole

Payri 等^[10]研究了喷孔内部湍流对雾化的影响,发现加强喷孔内部的湍流扰动可促进燃油雾化.在交叉喷孔中,子喷孔交叉角增加时,其汇流处的动能损失也会随之增加.因此,设计时增加子喷孔之间的交叉角会导致交叉喷孔出口的燃油动能减小,且喷雾展开角将增大,油滴运动所受到的空气阻力也随之增加,从而使喷雾的贯穿距减小.所以,对于交叉喷孔油嘴,在设计上可以利用子喷

孔交叉角调节喷雾的贯穿距,使缸内燃油喷雾与燃烧室的形状更好地匹配,促进油气混合。

交叉喷孔的出口截面形状因子喷孔的交叉方式和交叉位置而不同,根据需要,可以设计成类似“8”字的一种扁长的形状。在喷孔流通面积相同时,这种喷孔截面类似“8”字形状的油嘴将得到比圆孔油嘴更好的雾化;其喷雾的宏观形态将是扇形,比圆孔产生的圆锥状喷雾的面容比更大,增加了燃油与空气的接触面积,有利于加速燃油与空气的混合。交叉喷孔油嘴喷雾的贯穿距和扇形展开角将受到子喷孔夹角的影响,因此可以根据燃烧室形状合理地设计子喷孔夹角,以设定喷雾贯穿距,从而使喷雾更好地与燃烧室形状相匹配。另外,在设计时还可以通过旋转交叉喷孔而改变扇形喷雾在燃烧室空间的倾斜度,扩大喷雾在燃烧室空间的占有率,并避免喷雾撞击缸盖、缸壁或活塞顶面。

图3给出了在背压0.1 MPa时,子喷孔中心线交于油嘴球头表面的交叉喷孔油嘴的喷雾高速摄影的图像,其中图3(a)为摄影所用S型油嘴头部的形状,图3(b)和图3(c)分别为交叉喷孔油嘴的喷雾正面和侧面的图像。由图可见该交叉喷孔油嘴,由于其独特的喷孔结构,喷雾的正面锥角比侧面锥角小很多,喷雾呈扇形,符合设计预期。

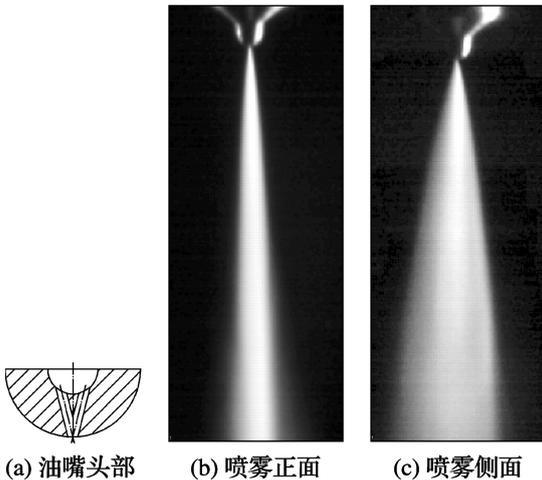


图3 交叉喷孔油嘴及其喷雾

Fig. 3 The nozzle tip and spray of intersecting hole nozzle

2 试验设备和方案

2.1 试验设备

试验研究在陕西柴油机重工有限公司生产的

一台作船用主机的6PC2-6/2L型中速柴油机上进行。该机为六缸四冲程增压水冷柴油机,缸径400 mm,行程460 mm,开式燃烧室,气门数4个,额定转速520 r/min,额定功率3 300 kW。NO_x排放由上海沪江柴油机排放检测科技有限公司测试。表1给出了试验所用的仪器仪表信息。

表1 试验所用的仪器仪表主要参数和规格

Tab. 1 The specifications of equipments used in the experiment

仪器名称	类型	最大量程	精度
转速测量仪	DY21950	9 999 r/min	±0.5%
测功机	D7060S	7 060 kW	±0.4%
NO _x 分析仪	CAI 400S	3 000×10 ⁻⁶	±1%
CO 分析仪	CAI 300	2 000×10 ⁻⁶	±1%
CO ₂ 分析仪	CAI 300	16%	±1%
O ₂ 分析仪	CAI 300	25%	±1%
HC 分析仪	CAI 300S	1 000×10 ⁻⁶	±1%

试验时采用了两组喷油泵:一组为6PC2-6/2L型柴油机原机喷油泵,另一组为针对该机新设计的调压孔式喷油泵。

试验时共采用了3组喷油嘴。其中一组是6PC2-6/2L型柴油机原机所配的油嘴,喷孔孔径为0.68 mm,孔数为9个,圆周方向均布;另外两组是针对该机设计的交叉喷孔油嘴。表2给出了试验所用的喷油泵和油嘴的信息。所用交叉喷孔油嘴头部设计如图2所示,一个油嘴共有9个圆周方向均布的交叉喷孔,每个交叉喷孔由2个子喷孔交叉汇聚而形成,子喷孔夹角都是30°,子喷孔中心线正好相交于油嘴头部的外表面。子喷孔数18个,孔径分别为0.65和0.60 mm。

表2 喷油泵和油嘴参数

Tab. 2 The parameters of fuel pumps and nozzles

名称	参数规格
原机喷油泵	最高喷射压力 110 MPa
调压孔式喷油泵	最高喷射压力 130 MPa
9×0.68 mm 油嘴	9孔,孔径0.68 mm
18×0.65 mm 油嘴	9个交叉喷孔,子喷孔孔径0.65 mm
18×0.60 mm 油嘴	9个交叉喷孔,子喷孔孔径0.60 mm

2.2 试验方案

本文试验所用的船用柴油机功率大,NO_x排放测试还要求每个工况点稳定运行0.5 h,因此试验的燃油成本较高。为了尽量节省成本,用较少试验量的数据分析总结相关现象和规律,设计试

验方案如下:

(1) 在 6PC2-6/2L 型柴油机上依次装配表 2 所述 3 组喷油嘴分别进行试验. 首先装配原机所用的 9×0.68 mm 喷油嘴, 然后依次将 6 个气缸的喷油嘴都更换为 18×0.65 mm 和 18×0.60 mm 规格的交叉喷孔油嘴进行试验, 测量 NO_x 排放和燃油消耗率. 试验按照用于船用主机的 E3 循环进行, 根据试验结果选出 NO_x 排放和油耗率折中最佳的油嘴.

(2) 将 6PC2-6/2L 型柴油机的喷油泵更换为表 2 所述的调压孔式喷油泵, 油嘴选用步骤(1)数据分析得到的最佳油嘴, 将油泵和油嘴匹配即得到该柴油机的新型喷油系统. 装配新型喷油系统, 调整两种喷油定时进行 E3 循环试验.

装配新型喷油系统后的第一组试验的喷油定时选取方法如下: 由于喷油系统经过了较大的改变, 在负荷首次上升至 100% 的过程中, 要分别在 50%、75%、90%、100% 负荷下监测气缸爆压, 与原机各相应工况的爆压数据进行对比, 一旦爆压超出原机相同负荷下的最高爆压, 则调整喷油定时使柴油机气缸爆压降低到原机相同负荷最高爆压水平. 这样可以确保更换新型喷油系统之后不影响柴油机的可靠性和寿命. 在 100% 负荷爆压调整到与原机相同后, 进行 E3 循环试验, 测定油耗和 NO_x 排放. 第二组试验的喷油定时比第一组推迟 0.5°CA .

3 试验结果和讨论

3.1 交叉喷孔油嘴的试用效果

图 4 给出了在 6PC2-6/2L 型柴油机上依次装配 3 种喷油嘴后 E3 循环各工况下的油耗率. 由图可见, 更换交叉喷孔油嘴后, 油耗率在所有工况下都有一定程度的降低. 这是因为交叉喷孔油嘴雾化质量高, 分布空间大, 促进了缸内油气混合, 从而加速了燃烧过程, 提高了热效率.

注意到在两种交叉喷孔油嘴中, 18×0.65 mm 规格的交叉喷孔油嘴对油耗率的改善作用更加明显, 其使柴油机 50% 负荷的油耗率减少 2.6 g/kWh, 在其余 3 个工况点油耗约减少 1.8 g/kWh. 18×0.60 mm 规格的交叉喷孔油嘴对油耗率的改善相对较少, E3 循环 4 个工况点油耗率都只减少约 1 g/kWh.

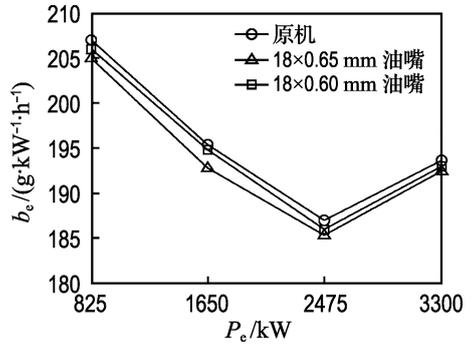


图 4 交叉喷孔油嘴对制动油耗率的影响

Fig. 4 The effects of intersecting hole nozzles on BSFC

图 5 给出了分别装配 3 种喷油嘴时 E3 循环各工况下柴油机尾气中 NO_x 的浓度. 由图可见, 对降低 NO_x 排放效果最为明显的还是 18×0.65 mm 规格的交叉喷孔油嘴, 4 个工况下尾气中 NO_x 体积分数下降 $(100 \sim 300) \times 10^{-6}$, 低负荷的 NO_x 排放下降较大. 其原因是交叉喷孔油嘴产生的扇形喷雾分布空间大, 混合气更为稀薄, 燃烧温度较低, 从而使热 NO_x 的生成速率降低. 另外由交叉喷孔油嘴的喷雾特性研究可知^[11], 子喷孔中心线交于喷孔出口的交叉喷孔油嘴, 喷雾展开角受背压的影响很大, 背压降低时其喷雾展开角显著增加. 那么, 在增压柴油机中, 低负荷时由于增压度低, 缸内背压也较低, 交叉喷孔油嘴的喷雾展开角更大, 混合气也就更为稀薄, 燃烧温度的减小更为明显, 从而使低负荷 NO_x 排放降低的幅度更大.

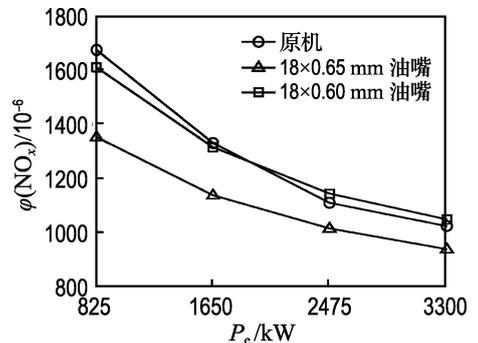


图 5 交叉喷孔油嘴对 NO_x 排放的影响

Fig. 5 The effects of intersecting hole nozzles on NO_x emission

图 5 还显示采用 18×0.60 mm 规格的交叉喷孔油嘴对降低 NO_x 排放的作用很小. 分析其原因

因,交叉喷孔油嘴的子喷孔孔径减小有两个方面的影响:一是燃油粒径会减小,从喷雾分布范围内的局部看这是有利的,会促进燃油的蒸发和混合;但是,从全局看,燃油粒径的减小也使喷雾受到的空气阻力增加,喷雾贯穿速率减小,延迟了气缸燃烧室外围的大量空气参与油气混合和燃烧反应的时间,使燃烧持续期有所增加,从而增加了缸内高温燃烧时间,导致 NO_x 排放增加.二是 0.60 mm 的子喷孔孔径与 0.65 mm 的子喷孔孔径相比,其喷嘴流通面积减小约 15% ,使喷油持续期增加,也造成了燃烧过程的延长,使缸内热 NO_x 生成的反应时间增加.可见,子喷孔孔径对缸内混合和燃烧过程及 NO_x 排放影响较大,是一个需要优化的参数.

综合3组油嘴的试验数据可知, $18\times 0.65\text{ mm}$ 规格的交叉喷孔油嘴可以得到最佳的 NO_x 排放和油耗率折中.因此下一步更换喷油泵并调节喷油正时的试验采用 $18\times 0.65\text{ mm}$ 规格的交叉喷孔油嘴.

3.2 新型喷油系统的试用效果

将调压孔式喷油泵与 $18\times 0.65\text{ mm}$ 规格的交叉喷孔油嘴匹配,构成6PC2-6/2L型柴油机的新型喷油系统.为了论述方便,以下简称试验中装配新型喷油系统的6PC2-6/2L型柴油机为试验机.试验发现,为使满负荷爆压不超过原机水平,试验机应采用 -11.5° CA ATDC喷油定时.然后根据试验方案,将喷油定时进一步推迟 0.5° CA ,再次进行E3循环试验.

原机和试验机在两种喷油定时下的油耗率如图6所示.可见,采用新型喷油系统之后,柴油机E3循环4个工况的油耗同时下降,经济性明显改善.喷油定时为 -11.5° CA ATDC时,油耗率下降幅度较大,满负荷油耗率下降幅度最大,达到 10 g/kWh .喷油定时延迟到 -11.0° CA ATDC时,油耗率有所上升,但在E3循环4个工况下仍然都低于原机,还是满负荷工况油耗率下降幅度最大,约 5 g/kWh .

对比图6和图4的数据可知,柴油机只更换交叉喷孔油嘴时,油耗只下降约 2 g/kWh ,而进一步更换调压孔式喷油泵之后,油耗改善幅度显著增大.因此,可以认为,新型喷油系统对柴油机油耗的改善,起主要作用的是调压孔式喷油泵.

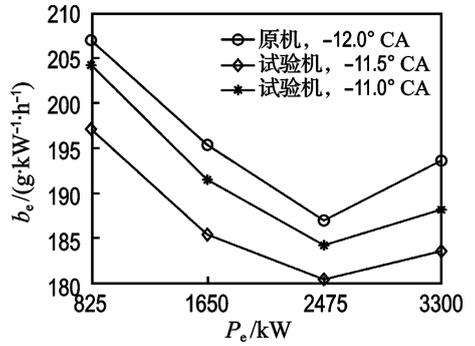


图6 新型喷油系统对制动油耗率的影响

Fig. 6 The effects of the novel fuel injection system on BSFC

下面探讨调压孔式喷油泵改善柴油机油耗的机理.在设计时将柱塞直径比原机柱塞直径扩大了 6% ,使得柱塞向上运动到封闭所有调压孔之后的阶段,泵腔内的压力可以更快地上升,即喷油后期的喷射压力要显著高于原机,导致缸内的后期燃烧速率增加,燃烧持续期缩短,有利于提高热效率,从而改善经济性.此外,在E3循环4个工况点中,满负荷时循环喷油量最大,柱塞上行封闭所有调压孔之后的有效行程最长,增加柱塞直径导致的喷射压力和喷射率的提高效果也最为明显.因此试验机在两种喷油定时下都是满负荷油耗的降低幅度最大.

图7给出了原机和试验机在两种喷油定时下的 NO_x 排放率.可见,采用新型喷油系统后,柴油机的 NO_x 排放率在E3循环4个工况下都有一定程度的下降,即新型喷油系统有改善 NO_x 排放的作用.分析其原因有二:其一,新型喷油系统中交叉喷孔油嘴的喷雾空间分布范围大,更为稀薄的混合气燃烧导致的燃烧温度降低,控制了热 NO_x 生成速率;其二,调压孔喷油泵产生了近似的靴形喷射,控制了燃烧初期的温度上升率,也抑制了热 NO_x 的生成.

试验机喷油定时为 -11.5° CA ATDC的试验数据与原机相比,低负荷下 NO_x 排放的改善幅度较大,而高负荷下 NO_x 排放的改善幅度较小.这是因为在高负荷下调压孔喷油泵的柱塞上行封闭调压孔之后的有效行程较长,后期喷射压力高,后期燃烧速率加快,导致燃烧温度和热 NO_x 生成速率较高,也就难以更多地降低 NO_x 排放.

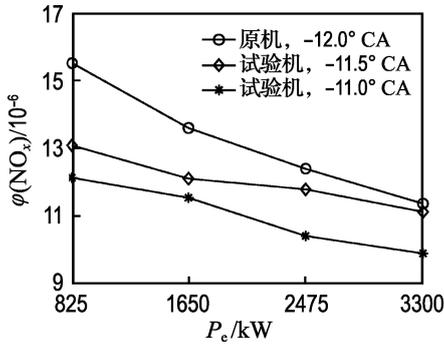


图 7 新型喷油系统对 NO_x 排放率的影响

Fig. 7 The effects of the novel fuel injection system on NO_x emission

进一步将试验机的喷油定时推迟到 -11.0° CA ATDC 时, E3 循环 4 个工况的 NO_x 排放较之喷油定时为 -11.5° CA ATDC 的数据都有进一步的降低。具体地看, 两个低负荷工况点 NO_x 排放降低较少, 而两个高负荷工况点降低较多。分析其原因, 低负荷下由于循环喷油量较小, 喷油持续期和燃烧持续期也比较短, 燃烧过程主要发生在上止点附近, 将喷油定时延迟 0.5° CA 对气缸中热 NO_x 生成所必须的高温富氧条件影响相对较小; 而高负荷下由于喷油量大, 喷油过程和燃烧过程都持续到了膨胀阶段, 将喷油定时延迟 0.5° CA 使燃烧过程更多地发生在膨胀阶段, 由于气缸膨胀的降温作用, 后期燃烧过程的温度也就更低, 因此热 NO_x 的生成率会显著降低, 使 NO_x 排放降低幅度较大。在林金田等^[12]公开的喷油定时对船用柴油机排放影响的试验数据中, 也发现了相同的趋势, 即推迟喷油后在高负荷下 NO_x 排放降低幅度较大, 而低负荷下 NO_x 排放降低幅度较小。

结合图 6 和图 7 数据可知, 新型喷油系统使柴油机的油耗率和 NO_x 排放同时降低。取得这种效果是难能可贵的, 因为根据油耗率和 NO_x 排放的折中关系, 机内净化 NO_x 排放往往要付出油耗上升的代价。如 Desantes 等^[6]所进行的利用柴油机靴形喷射规律控制 NO_x 排放的研究发现, NO_x 排放降低时油耗率稍有上升。究其原因, 其通过在单体泵上用电磁阀控制喷油器的针阀运动规律, 减小喷油早期的针阀升程, 来获得靴形喷射规律, 但是这种方法会使喷射持续期延长, 后期燃烧速率增加, 油耗恶化。可见, 为降低 NO_x 排放而设计靴形喷射喷油泵时, 需要设法使后期喷射压力和

喷射率提高, 改善缸内燃烧后期的混合速率, 从而提高热效率, 以获得良好的燃油经济性。

综合分析, 采用新型喷油系统, 喷油定时为 -11.0° CA ATDC 时, 柴油机可得到最佳的性能; 与原机相比, 其 E3 循环 4 个工况加权平均 NO_x 排放下降 14.3%, 75% 负荷(油耗最低时)制动油耗率降低 1.5%。根据柴油机 NO_x 排放和油耗之间的折中关系, 如果将油耗率调整到原机相同水平, NO_x 排放率将进一步下降, 有望满足 IMO Tier II 排放法规。

4 结 论

(1) 交叉喷孔油嘴可以产生扇形喷雾, 能够在不太高的喷射压力下获得良好的雾化和混合。

(2) 交叉喷孔油嘴所产生的扇形喷雾在柴油机气缸空间的分布范围广, 混合气更为稀薄, 有利于抑制燃烧温度, 从而降低 NO_x 排放。

(3) 适当设计调压孔式喷油泵可产生先缓后急的靴形喷射规律, 降低柴油机的 NO_x 排放; 如果要同时改善燃油经济性, 则需要提高后期喷射率, 缩短喷射持续期。

(4) 新型喷油系统使 6PC2-6/2L 型柴油机的 NO_x 排放和油耗率同时下降, 最佳结果是 NO_x 排放下降 14.3%, 油耗率下降 1.5%。

参 考 文 献:

- [1] 冷先银, 隆武强. 现代船用柴油机 NO_x 排放的机内净化技术[J]. 柴油机, 2009, 31(2):19-25
- [2] 冷先银, 隆武强. 船用柴油机 NO_x 排放的机外净化技术[J]. 柴油机, 2009, 31(3):19-23
- [3] TINSCHMANN G, TASCHEK M, HABERLAND H, *et al.* Combustion system development for IMO Tier 2 [C] // 25th CIMAC Congress. Vienna: CIMAC, 2007
- [4] HINKELBEIN J, SANDIKCIOGLU C, PISCHINGER S, *et al.* Control of the diesel combustion process via advanced closed loop combustion control and a flexible injection rate shaping tool [C] // SAE Paper: 2009-24-0114. Detroit: SAE, 2009
- [5] HOUNTALAS D T, KOUREMENOS D A, PARIOTIS E G, *et al.* Using a phenomenological multi-zone model to investigate the effect of injection

- rate shaping on performance and pollutants of a DI heavy-duty diesel engine [C] // **SAE Paper: 2002-01-0074**. Detroit:SAE, 2002
- [6] DESANTES J M, BENAJES J, MOLINA S, *et al.* The modification of the fuel injection rate in heavy-duty diesel engines, part 1: Effects on engine performance and emissions [J]. **Applied Thermal Engineering**, 2004, **24**(18):2701-2714
- [7] BENAJES J, PAYRI R, MOLINA S, *et al.* Investigation of the influence of injection rate shaping on the spray characteristics in a diesel common rail system equipped with a piston amplifier [J]. **Journal of Fluids Engineering**, 2005, **127**(6):1102-1111
- [8] ROTTMANN M, MENNE C, PISCHINGER S, *et al.* Injection rate shaping investigations on a small-bore DI diesel engine [C] // **SAE Paper 2009-01-0850**. Detroit:SAE, 2009
- [9] 茅泽育, 赵凯, 赵璇, 等. 管道汇流口局部阻力试验研究[J]. **水利学报**, 2007, **38**(7):812-818
- [10] PAYRI F, BERMÚDEZ V, PAYRI R, *et al.* The influence of cavitation on the internal flow and the spray characteristics in diesel injection nozzles [J]. **Fuel**, 2004, **83**(4-5):419-431
- [11] LENG X, QI K, LONG W, *et al.* Macro characteristics of the spray from intersecting hole nozzles [C] // **2nd International Conference on Mechanical, Industrial, and Manufacturing Technologies**. Singapore:IEEE, 2011
- [12] 林金田, 陈景锋. 喷油正时对船舶柴油机排气中有害气体成分的影响[J]. **铁道机车车辆**, 2003(23):108-110

Experimental study of NO_x emission of marine diesel engines based on a novel fuel injection system

LONG Wu-qiang¹, LENG Xian-yin^{*1}, DONG Quan¹, DU Bao-guo¹,
ZHANG Xu-dong², YAN Xiao-rui², ZHANG Jun-li², XIAO Chao-nan³

(1. Institute of Internal Combustion Engine, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. Shanxi Diesel Heavy Industry Co., Ltd., Xingping 713100, China;

3. Chongqing Hongjiang Machinery Co., Ltd., Chongqing 402162, China)

Abstract: To explore the feasibility of reducing the NO_x emission of a large power marine diesel engine to meet IMO Tier II regulations with low costs by the improvements of the mechanical fuel injection systems, a novel fuel injection system, including the intersecting hole nozzle and pressure-modulating-hole type fuel pump, is developed. Benchmark experiments were performed on a 6PC2-6/2L type marine diesel engine, to clarify the effects of the novel fuel injection systems on NO_x emission. The experiment results show that, the fan-shaped spray produced by the intersecting hole nozzle diffuses to such a large scope in the combustion chamber that the leaner mixtures control the combustion temperature, therefore reduce the NO_x emission. And the application of the novel fuel injection system to the diesel engine turns out 14.3% reduction of NO_x emission and 1.5% reduction of brake specific fuel consumption. It is believed that, with further optimization, the novel fuel injection system has the potential to make the diesel engine meet IMO Tier II regulations.

Key words: marine diesel engine; NO_x emission; intersecting hole nozzle; pressure-modulating-hole type fuel pump