

# 喷射率对柴油机性能和排放影响数值模拟研究

冷先银<sup>1</sup>, 隆武强<sup>\*1</sup>, 冯立岩<sup>1</sup>, 董全<sup>1</sup>, 李海鹰<sup>1</sup>, 王向军<sup>2</sup>, 余勇新<sup>2</sup>, 王爱国<sup>2</sup>

(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)

**摘要:** 为了以较低的成本降低中速大功率船用柴油机的 NO<sub>x</sub> 排放, 开发了一种可实现靴型燃油喷射规律的调压孔式喷油泵. 利用三维 CFD 软件 AVL FIRE v8.5 对某大功率中速船用柴油机的缸内流动、混合气形成和燃烧过程进行了模拟计算, 分析了调压孔式喷油泵的靴型喷射规律在 2 种负荷、3 种喷油定时下对柴油机性能和排放的影响. 结果表明: 所用靴型喷射规律可以获得比原机更低的 NO<sub>x</sub> 排放, 其中 Boot1 规律可以获得更好的  $\varphi(\text{NO}_x)$ - $\varphi$ (碳烟) 折中关系, 而 Boot2 规律可以获得更好的  $\varphi(\text{NO}_x)$ - $b_1$  折中关系; 确保靴型喷射规律的后期喷油率较高, 有利于降低柴油机的碳烟排放和油耗. 在一台 6 缸柴油机上进行了台架试验, 证明了数值模拟预测结果的可信性.

**关键词:** 柴油机; 靴型喷油率; 性能; 排放

**中图分类号:** TK421.2      **文献标志码:** A

## 0 引言

船用柴油机的经济性、动力性和可靠性已经发展到相当高的水平, 而其污染物尤其是 NO<sub>x</sub> 排放则比较严重. 近年来许多港口、国家和国际组织相继制定了限制船舶污染物排放的法规, 逐步加强对船舶排放的限制, 因而探索船用柴油机 NO<sub>x</sub> 排放控制技术成为相关厂家和研究机构的重要任务.

采用靴型喷射规律是一种简单、有效、可靠性高的机内净化 NO<sub>x</sub> 排放的方法, 文献[1~6]就靴型喷射规律对柴油机性能和排放的影响作过研究, 这些研究主要是利用电控共轨系统或电控单体泵实现的. 在实用方面, Wärtsilä 公司的 RT-flex 系列大功率船用柴油机所采用的 Sequential injection 模式其实就是一种多级的靴型喷射, 是利用电控共轨系统以及 3 个喷射器实现的, 取得了很好的低 NO<sub>x</sub> 排放效果.

为降低现有机型低 NO<sub>x</sub> 排放改造的成本, 本文开发一种可实现靴型喷射规律的机械式喷油泵: 调压孔式喷油泵. 为探索调压孔式喷油泵对柴油机性能和排放的影响, 应用三维 CFD 软件

AVL FIRE v8.5 对某船用主机缸内燃烧过程进行数值模拟研究, 分析按推进特性 2 种负荷和 3 种喷油定时调压孔式喷油泵所产生的靴型喷射对柴油机性能及 NO<sub>x</sub> 和碳烟排放的影响, 并进行试验验证.

## 1 研究方法

本文开发的调压孔式喷油泵的设计思想是: 适当增加原机柱塞直径, 并在柱塞套的进、出油孔上部开设一个或数个调压孔, 结构如图 1 所示; 当柱塞上行关闭进、出油孔并开始供油的初期, 调压孔可以保持泵腔与低压油腔连通, 使泵腔内的部分燃油经调压孔回流至低压油腔, 从而降低喷射初期的喷射压力和喷油率, 有利于降低 NO<sub>x</sub> 排放; 随着柱塞关闭调压孔并继续上行, 泵腔内的压力急剧增加, 从而使喷射中后期获得较高的喷射压力和喷射率, 保持较短的喷射持续期, 有利于加速后期燃烧、降低碳烟排放. 利用这种方法实现先缓后急的靴型喷射规律, 可以达到改善燃烧、降低排放的目的.

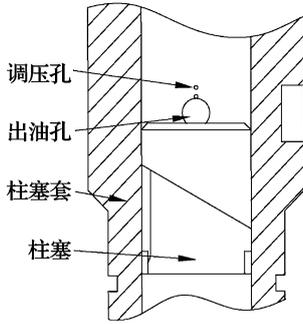


图1 调压孔式喷油泵柱塞偶件

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

### 1.1 计算对象

缸内流动、喷雾和燃烧过程的模拟是基于某船用主机进行的,该机为四冲程增压柴油机,气门数4个,喷油器中心正置,燃烧室形状为中心浅盆形.表1列出了该机的主要参数.

表1 柴油机的主要参数

Tab.1 The main parameters of the diesel engine

缸径/mm	行程/mm	压缩比	连杆长度/mm	喷油嘴
400	460	11.5	950	9×0.68 mm×140°
喷油正时/°CA		(标定转速/功率)/(r·min <sup>-1</sup> /kW)		
-12		520/550		

### 1.2 计算模型

湍流模型采用  $k-\zeta-f$  四方程模型<sup>[7]</sup>;壁面边界层处理采用复合壁函数;喷雾破碎模型采用 WAVE 模型<sup>[8]</sup>;喷雾/壁面碰撞模型采用 Naber-Reitz 模型<sup>[9]</sup>;油滴蒸发模型采用 Dukowicz 模型<sup>[10]</sup>;油粒与湍流涡团的相互作用采用 Gosman-Ioannides 随机湍流扩散模型<sup>[11]</sup>;着火模型采用 Shell 模型,燃烧模型采用 ECFM-3Z 模型<sup>[12]</sup>;NO<sub>x</sub> 排放采用 Zeldovich 模型,碳烟排放采用 Kennedy-Hiroyasu-Magnussen 模型<sup>[13]</sup>.

### 1.3 计算方案

为了节省计算时间,本文采用了 1/9 气缸空间模型.计算网格采用 ESE 工具划分,平均网格尺寸 2.5 mm,上止点时网格数 4.5 万个,下止点时网格数 23.4 万个.上止点计算网格如图 2 所示,在活塞外围设置了补偿容积,用以替代气门坑、火力岸等缝隙容积,确保余隙高度和压缩比与实际柴油机相同.

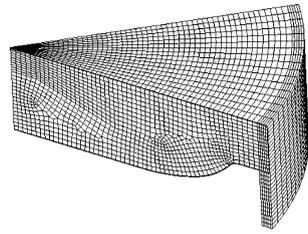
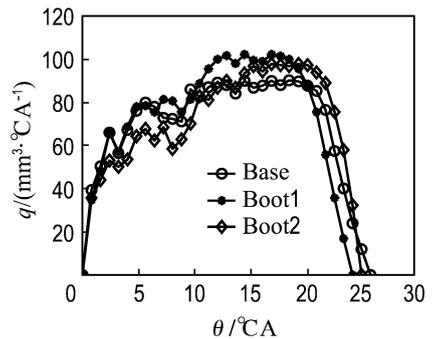


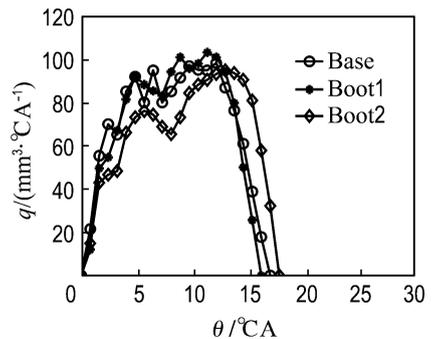
图2 上止点时的计算网格

Fig.2 The calculation grids at TDC

计算从进气门关闭时刻(-140° CA)开始,到排气门打开时刻(120° CA)结束.图3给出了计算所采用的喷射率,其中 Base 规律是原机喷油泵的喷射率曲线,Boot1 和 Boot2 规律是在原机油泵的基础上改造的两种调压孔式喷油泵所得到的靴型喷射率曲线.由于油泵柱塞直径以及调压孔钻孔位置和孔径的不同,100%负荷时 Boot1 规律初期喷射率与 Base 规律大致相当,后期喷射率提高,持续期缩短约 2° CA,而 Boot2 规律初期喷射率比 Base 规律低,后期略高,持续期缩短约 1° CA;50%负荷时 Boot1 比 Base 规律略高,持续期缩短约 1° CA,而 Boot2 比 Base 规律低,持续期延长约 1° CA.原机喷油定时为 -12° CA,计算时除采用该定时外,还计算了在其基础上推迟 2° CA 和 4° CA 的喷油定时.



(a) 100% 负荷



(b) 50% 负荷

图3 计算所采用的燃油喷射率

Fig.3 The fuel injection rates used in the calculation

## 1.4 分析参数

为分析柴油机的动力性和经济性,利用模拟所得的气缸压力曲线计算了高压循环的指示功,其公式如下:

$$W = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{1}{4} p(\theta) \left( 2 \sin \theta + \frac{r \sin 2\theta}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta}} \right) V_h d\theta \quad (1)$$

式中:  $r$  为曲轴半径,  $l$  为连杆长度,  $V_h$  为气缸工作容积,  $\theta_1$  和  $\theta_2$  分别是进气门关闭和排气门开启相位. 单缸指示功率则可以表达为

$$P = \frac{Wn}{60\,000z} \quad (2)$$

其中  $z = 2$ , 为一次做功所需的活塞往复次数,  $n$  是发动机转速. 从而可以算出指示比油耗

$$b_i = \frac{30m_i n}{P} \quad (3)$$

其中  $m_i$  是循环喷油量.

式(1)中对指示功的计算只包含了部分压缩行程和膨胀行程所做的功,没有包括泵气功. 因此这里计算的指示压力和指示比油耗只能看作是一种相对的、定性的分析指标.

采用靴型喷射规律的主要目的是降低  $\text{NO}_x$  排放,但是其对油耗和碳烟排放的影响也必须考虑,因此本文在探讨靴型喷射规律对性能和排放的影响时比较了  $\varphi(\text{NO}_x)$ 、 $\varphi(\text{碳烟})$  和  $b_i$  的计算结果.

## 1.5 试验设置

在一台 6 缸柴油机上进行了验证试验,除喷油泵和喷油定时外,柴油机其余参数如表 1 所示. 试验时,设定喷油定时为  $-8^\circ \text{CA}$ ,即比原机推迟  $4^\circ \text{CA}$ . 保持其他条件不变,分别采用原机喷油泵及可产生 Boot1 和 Boot2 规律的喷油泵进行柴油机 100% 负荷的燃烧和排放试验,测定比油耗和  $\text{NO}_x$  排放.

## 2 模拟结果与讨论

### 2.1 模型的标定

利用柴油机使用原喷油泵时按推进特性 100%、75%、50% 和 25% 4 种负荷的工作参数进行了数值模拟,以对各工况的模型参数进行标定. 试验和模拟的参数见表 2,表中  $\text{NO}_x$  排放是试验结果.

初始压力取自各工况气缸压力的试验数据,初始温度是通过 Boost 软件一维模拟得到的. 缸

盖底部、缸套和活塞顶部的壁面温度都设置为定值. 标定时主要依据缸压和  $\text{NO}_x$  排放的试验结果,对各工况喷雾模型参数进行了调整,燃烧和排放模型采用了相同的参数.

表 2 试验和模拟的参数及结果

Tab. 2 The parameters and results of experiments and simulations

负荷/%	$n/$ ( $r \cdot \text{min}^{-1}$ )	喷油量/g	持续期/ $^\circ\text{CA}$	$\varphi(\text{NO}_x)/$ ( $\text{g} \cdot \text{kg}^{-1}$ )
100	520	6.71	26	58.5
75	472	5.46	23	66.1
50	412	4.23	17	71.4
25	327	3.01	12	72.3

图 4 和 5 分别给出了上述 4 种负荷气缸压力和  $\text{NO}_x$  排放的模拟预测值与试验结果的对比. 图 4 表明气缸压力的预测值和试验数据吻合良好,所有测点的误差小于 2%,用于计算性能参数具有较高的可信度.

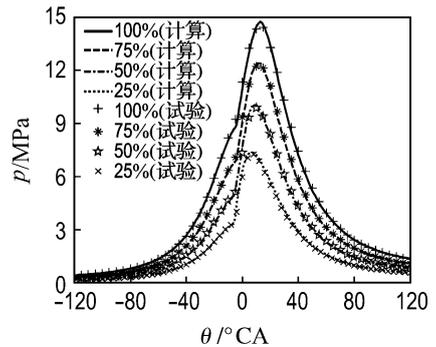


图 4 试验和模拟缸压曲线的对比

Fig. 4 Comparison of computation and test pressure traces

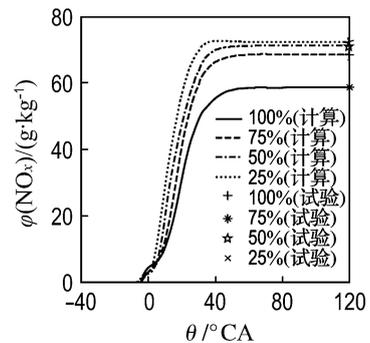


图 5  $\text{NO}_x$  模拟结果和试验数据的对比

Fig. 5 Comparison of calculated  $\text{NO}_x$  traces and test data

图5显示,对于NO<sub>x</sub>排放结果,75%负荷时预测误差稍大,约为4%;其他3种负荷预测结果与试验值吻合较好,误差在2%之内.NO<sub>x</sub>的生成受到多种化学动力学条件的影响,而本文只采取了热力NO<sub>x</sub>生成机理,并认为总的NO<sub>x</sub>生成量与热力NO<sub>x</sub>成正比,预测精度较气缸压力的结果稍差.

总之,从气缸压力和NO<sub>x</sub>排放的验证结果来看,这种通过调整喷雾模型参数来进行标定的方法得到了比较合理的预测精度.这是因为本文研究的船用柴油机缸径大,缸内涡流很小,燃烧主要受控于喷雾驱动的油气混合过程.

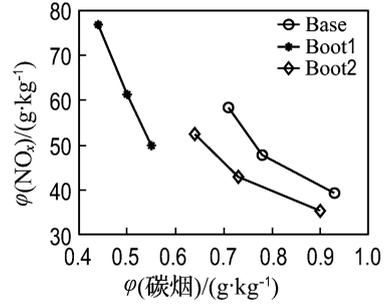
在下面的研究中,为了探讨调压孔式喷油泵所产生的靴型喷射规律对柴油机性能和排放的影响,保持各个计算工况的喷油量及初始条件和边界条件不变,只改变喷雾模型的喷射率输入,并在已经标定的喷雾参数的基础上,根据Hiroyasu等<sup>[13]</sup>总结的喷雾贯穿距和喷雾锥角公式对喷雾模型参数予以适当调整.下面分析100%和50% 2种负荷下的计算结果,以分别探讨在高负荷和中低负荷下靴型喷射规律对性能和排放的影响.

### 2.2 100%负荷时靴型喷射规律对性能和排放的影响

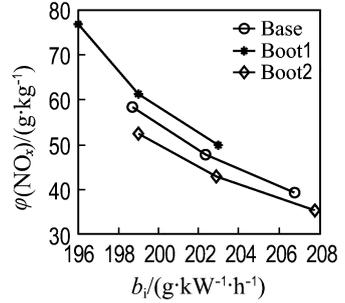
图6给出了100%负荷条件下,采用3种喷油规律时柴油机的 $\varphi(\text{NO}_x)$ - $\varphi(\text{碳烟})$ 和 $\varphi(\text{NO}_x)$ - $b_1$ 折中关系曲线,其中同一条曲线上从左到右3个点分别表示喷油定时为-12°CA、-10°CA、-8°CA.图中显示,Boot1规律-8°CA喷射定时可以产生最好的 $\varphi(\text{NO}_x)$ - $\varphi(\text{碳烟})$ 折中关系;而Boot2规律-12°CA喷射定时可以产生最好的 $\varphi(\text{NO}_x)$ - $b_1$ 折中关系.相对原机的Base规律,Boot1规律在各种喷射定时下的碳烟排放和 $b_1$ 降低显著,但是其NO<sub>x</sub>排放比原机同喷射定时的要高;Boot2规律在各种喷射定时下都可以同时降低NO<sub>x</sub>和碳烟排放,而 $b_1$ 只有微小的增加.

图7给出了100%负荷下喷射定时为-8°CA时各喷射规律产生的缸内压力、温度以及NO<sub>x</sub>和碳烟生成量的曲线.图7显示,Boot1规律产生了最高的缸内压力和温度,因此其 $b_1$ 和碳烟排放最低,而NO<sub>x</sub>排放最高;Boot2规律产生了最低的缸内压力,因此其 $b_1$ 相对较高,在0~25°CA时间内,Boot2所产生的缸内温度都是最低的,这段时间正好是绝大部分NO<sub>x</sub>生成的时

间,因此其NO<sub>x</sub>排放最低.



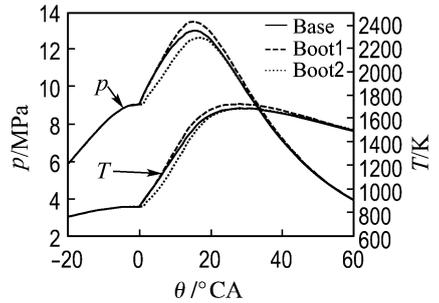
(a)  $\varphi(\text{NO}_x)$ - $\varphi(\text{碳烟})$



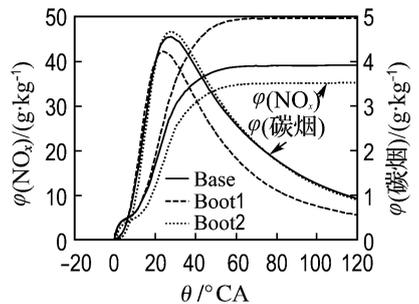
(b)  $\varphi(\text{NO}_x)$ - $b_1$

图6 100%负荷时3种喷油规律所产生的折中关系

Fig. 6 Comparison of compromise relationship produced by 3 injection rates at 100% load



(a) 缸内压力和温度



(b) NO<sub>x</sub>和碳烟

图7 100%负荷时3种喷射规律的压力、温度、NO<sub>x</sub>和碳烟排放曲线

Fig. 7 Pressure, temperature, NO<sub>x</sub> and soot trace for 3 injection rates at 100% load

为了对缸内混合气和温度分布信息得到更加详细的认识,在图 8 中给出了喷射定时为 $-8^{\circ}$  CA 时 Base 和 Boot2 规律产生的当量比和温度在过喷孔中心的纵切面上的分布,分别选取了 $10^{\circ}$  CA 和 $20^{\circ}$  CA 时刻的分布. 该图显示,在 $10^{\circ}$  CA 时 Boot2 规律所产生的缸内当量比分布范围比 Base 规律的小,Base 规律中混合气越过浅盆边缘扩散到了活塞顶部,而 Boot2 规律中混合气仅扩散到浅盆边缘,并且其当量比的最大值 5.35 也比 Base 规律的相应值 4.84 大 10.5%;温度分布中高温区的分布范围也是相似的,Boot2 规律的比较小,且其最高温度比 Base 规律的相应值低约

80 K,这是因为 Boot2 规律的初期喷油压力和喷油率比 Base 规律的低,导致燃烧初期混合相对较差,燃烧稍慢一些,从而使其燃烧初期的混合气较浓,温度较低. 到 $20^{\circ}$  CA 时二者的当量比空间分布范围比较接近,Boot2 规律的最大值仍然比 Base 规律的大;温度分布中高温区的范围几乎同样大,Boot2 规律的最高温度反而比 Base 规律的高了 1 K,这是因为喷射后期 Boot2 规律的喷油压力和喷油率比 Base 规律高,加强了燃烧室内气流的扰动,改善了油气混合,加速了后期燃烧,因此缸内温度得以更快地上升,加速了碳烟氧化,使碳烟排放最终下降到比 Base 规律的,如图 7(b)所示.

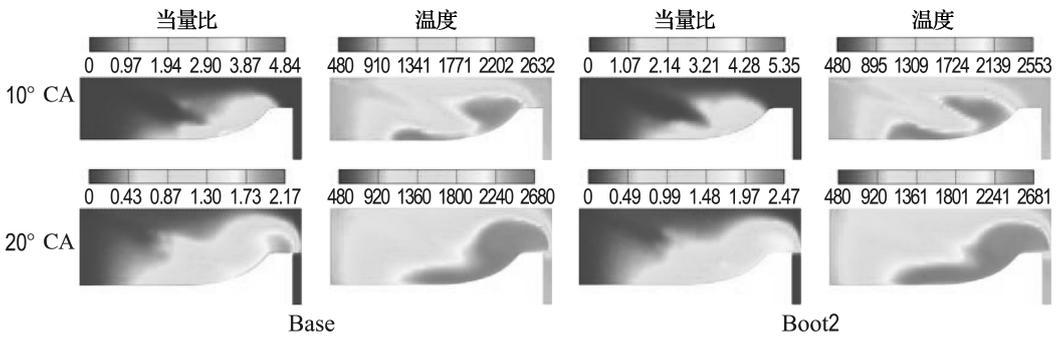


图 8 100% 负荷时缸内当量比和温度分布

Fig. 8 Comparison of in-cylinder equivalence ratio and temperature distribution at 100% load

### 2.3 50% 负荷时靴型喷射规律对性能和排放的影响

图 9 给出了按原机 50% 负荷条件下,采用 3 种喷油规律时柴油机的  $\varphi(\text{NO}_x)$ - $\varphi(\text{碳烟})$  和  $\varphi(\text{NO}_x)$ - $b_i$  折中关系曲线,其中同一条曲线上从左到右 3 个点分别表示喷射定时为 $-12^{\circ}$  CA、 $-10^{\circ}$  CA、 $-8^{\circ}$  CA. 与 100% 负荷时相同,最好的  $\varphi(\text{NO}_x)$ - $\varphi(\text{碳烟})$  和  $\varphi(\text{NO}_x)$ - $b_i$  折中关系分别由 Boot1 规律 $-8^{\circ}$  CA 喷射定时和 Boot2 规律 $-12^{\circ}$  CA 喷射定时产生.

但是不同于 100% 负荷的是,相对原机 Base 规律,Boot2 规律所产生的碳烟排放急剧增加,在喷油推迟时, $b_i$  的增加也比较明显;Boot1 规律所产生的碳烟和  $b_i$  在各个喷射定时下都比原机同喷油定时显著降低,而  $\text{NO}_x$  排放只是略有增加.

图 10 给出了 50% 负荷、喷射定时为 $-8^{\circ}$  CA 时各喷油规律产生的缸内压力、温度以及  $\text{NO}_x$  和碳烟生成量的曲线. 图中显示,Boot1 规律所产生的缸内压力和温度都略高于原机 Base 规律的,

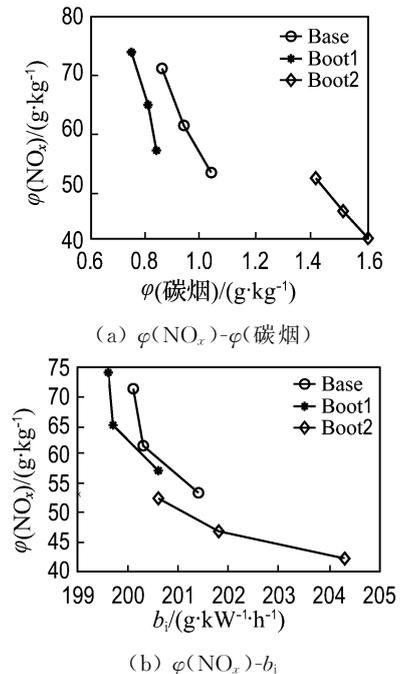
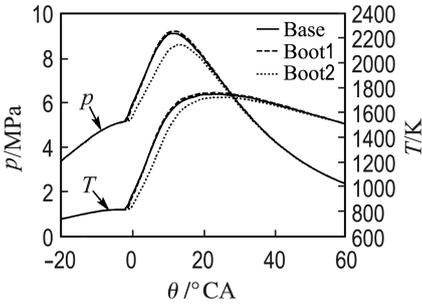
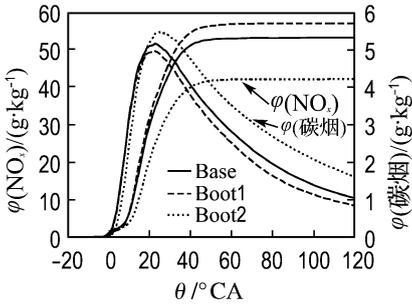


图 9 50% 负荷时 3 种喷油规律所产生的折中关系

Fig. 9 The compromise relationship produced by 3 injection rates at 50% load



(a) 缸内压力和温度



(b) NO<sub>x</sub> 和碳烟

图 10 50% 负荷时 3 种喷射规律的压力、温度、NO<sub>x</sub> 和碳烟曲线 (喷油定时为 -8° CA)

Fig. 10 Pressure, temperature, NO<sub>x</sub> and soot trace for 3 injection rates at 50% load with injection timing of -8° CA

因此其  $b_i$  较低, NO<sub>x</sub> 排放略高, 碳烟排放最低; 而 Boot2 规律所产生的缸内压力和温度明显低于原机 Base 规律的, 因而其  $b_i$  最高, NO<sub>x</sub> 排放最低, 碳烟排放最高。

图 11 给出了 50% 负荷、喷射定时为 -8° CA 时 Base 和 Boot2 规律产生的当量比和温度的分布, 所取切面的位置与图 8 所述相同. 由图可见, 10° CA 时 Boot2 规律产生的当量比分布范围比 Base 规律的范围小, 其最大值 3.21 比 Base 规律的相应值 2.73 高出 17.6%, 混合气较浓一些, 燃烧较慢, 从温度图中可以看出其最高温度较低, 高温区分布范围也相对较小. 到 20° CA 时仍然是 Boot2 规律所产生的当量比分布范围较小, 最大值较大, 高温区温度范围较小, 最高温度较低. 可见在 50% 负荷时没有出现 100% 负荷时发生的到燃烧后期 Boot2 规律所产生的温度反而更高的现象, 是因为 50% 负荷时 Boot2 规律的喷射率在后期没有上升到比 Base 规律更高, 故未能促进后期燃烧, 使其缸内温度一直相对较低, 从而 NO<sub>x</sub> 排放最低, 但是碳烟排放比较严重. 因此, 为了使调压孔式喷油泵获得较好的综合性能, 在设计时要避免出现中低负荷下喷油持续期延长、所有时段喷射率都下降的现象。

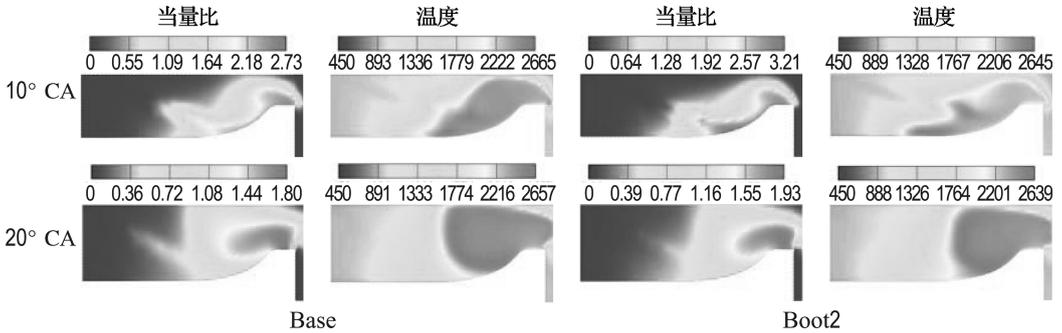


图 11 50% 负荷时缸内当量比和温度分布

Fig. 11 Comparison of in-cylinder equivalence ratio and temperature distribution at 50% load

根据以上结果, 综合考虑高负荷以及中低负荷的性能和排放, 选取 Boot1 规律并将喷油定时推迟 4° CA 的计算结果是最佳的; 与原机相比, 在 100% 负荷其 NO<sub>x</sub> 排放降低 14.7%,  $b_i$  增加 2%; 在 50% 负荷其 NO<sub>x</sub> 降低 19.5%,  $b_i$  增加 0.3%, 并且在这两个负荷下其碳烟排放都有一定的改善。

对比 Desantes 等<sup>[3]</sup> 利用电控单体泵实现靴

型喷射所开展的性能和排放研究, 与本文所述有相似之处: 所有的靴型喷射率都使 NO<sub>x</sub> 排放下降, 但是油耗比原机同喷射定时下有所增加; 持续期较长的靴型喷射率在所研究的 3 种负荷下都可以获得最好的  $\varphi(\text{NO}_x)$ - $b_i$  折中关系, 只是该喷射率使中低负荷下碳烟排放的恶化比较严重, 这都类似于本文 Boot2 规律的情况. 但是该文所述的

几种喷射率,都不能在高负荷和中低负荷下同时降低  $\text{NO}_x$  和碳烟排放,而本文 Boot1 规律可以实现这样的目标.究其原因,该文所述靴型喷射率,在初期比其原机低,而在后期却没能像本文 Boot1 规律那样增加到比原机高,因而不能改善后期燃烧,所以降低  $\text{NO}_x$  排放所需的油耗和碳烟排放代价相对较高.

### 3 试验验证

通过三维 CFD 数值模拟研究,经分析认为最佳的喷油规律是 Boot1.为了验证这种预测的正确性,在本文计算原型的 6 缸柴油机上采用原机喷油泵,并分别更换可产生 Boot1 和 Boot2 规律的调压孔式喷油泵,进行了台架试验.图 12 显示了在其他试验条件相同的情况下,喷油定时为  $-8^\circ \text{CA}$  时,100% 负荷下 3 个油泵所产生的比油耗和  $\text{NO}_x$  排放的对比.试验数据表明,Boot1 规律可以产生最低的油耗,而其  $\text{NO}_x$  排放是最高的.这与图 6 所示的数值模拟预测结果趋势一致,从而表明本文所述模拟预测结果是可信的.

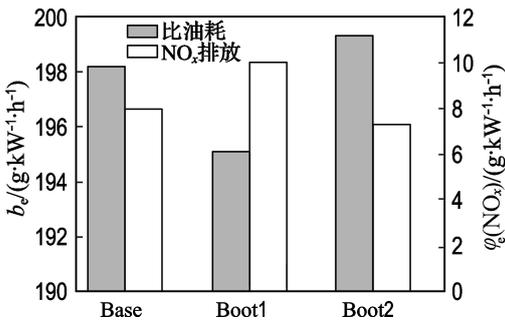


图 12 不同喷射规律产生的比油耗和  $\text{NO}_x$  排放的试验结果

Fig. 12 BSFC and  $\text{NO}_x$  emissions of different injection rates

### 4 结论

(1) 三维 CFD 数值模拟较好地预测了船用柴油机缸内压力和  $\text{NO}_x$  排放,可以作为相关研究的分析工具.

(2) 调压孔式喷油泵所产生的靴型喷射对柴油机的性能和排放有很大的影响.所研究的两种靴型喷射规律都可以获得比原机更低的  $\text{NO}_x$  排放,Boot1 规律在 100% 和 50% 负荷时都可以获得最好的  $\varphi(\text{NO}_x)$ - $\varphi(\text{碳烟})$  折中关系,而 Boot2 规

律在这 2 种负荷下都可以获得最好的  $\varphi(\text{NO}_x)$ - $b_i$  折中关系,在这 2 种负荷下  $\varphi(\text{NO}_x)$ - $\varphi(\text{碳烟})$ - $b_i$  综合折中关系最佳者为 Boot1 规律.

(3) 调压孔式喷油泵在设计上应确保在所有负荷时都具有较高的后期喷射率,以降低碳烟排放和油耗.

(4) 采用调压孔式喷油泵进行的验证试验表明模拟预测的结果是可信的.

### 参考文献:

- [1] NISHIMURA T, SATOH K, TAKAHASHI S. Effects of fuel injection rate on combustion and emission in a DI diesel engine [C]//SAE Paper 981929. Detroit:SAE, 1998
- [2] KOHKETSU S, TANABLE K, MORI K. Flexibly-controlled injection rate shape with next-generation common-rail system for heavy-duty DI diesel engines [C] // SAE Paper 2000-01-0705. Detroit:SAE, 2000
- [3] 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
- [4] BENAJES J, PAYRI R S, 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
- [5] KOCH T, GARTNER U, KONIG G. Influence and potential of flexible injection rate shaping for medium and heavy duty diesel engine combustion processes [J]. *International Journal of Vehicle Design*, 2006, 41(4):127-142
- [6] TULLIS S, GREEVES G, DRAPER D, *et al.* Advanced hybrid electronic unit injector with accumulator for enhanced multiple injection and ultra-high injection pressure capability [C] //SAE Paper 2007-01-1895. Detroit:SAE, 2007
- [7] HANJALIC K, POPOVAC M, HADZIABDIC M. A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD [J]. *International Journal*

- of *Heat and Fluid Flow*, 2004, **25**(6):1047-1051
- [8] REITZ R D. Modeling atomization processes in high-pressure vaporizing sprays [J]. *Atomization and Spray Technology*, 1987, **3** (4):309-337
- [9] NABER J D, REITZ R D. Modeling engine spray wall impingement [C]//*SAE Paper 880107*. Detroit: SAE, 1988
- [10] DUKOWICZ J K. A particle-fluid numerical model for liquid sprays [J]. *Journal of Computational Physics*, 1980, **35**(2):229-253
- [11] GOSMAN A D, IOANNIDES E. Aspects of computer simulation of liquid-fueled combustors [J]. *Journal of Energy*, 1983, **7**(6):482-490
- [12] COLIN O, BENKENIDA A. The 3-zones extended coherent flame model (ECFM3Z) for computing premixed/diffusion combustion [J]. *Oil & Gas Science and Technology*, 2004, **59**(6):593-609
- [13] HIROYASU H, KADOTA T, ARAI M. Development and use of a spray combustion modeling to predict diesel engine efficiency and pollutants emissions [J]. *Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 1983, **26** (214): 569-575

## Numerical simulation research into effects of injection rates on performances and emissions of diesel engine

LENG Xian-yin<sup>1</sup>, LONG Wu-qiang<sup>\*1</sup>, FENG Li-yan<sup>1</sup>, DONG Quan<sup>1</sup>,  
LI Hai-ying<sup>1</sup>, WANG Xiang-jun<sup>2</sup>, YU Yong-xin<sup>2</sup>, WANG Ai-guo<sup>2</sup>

( 1. Institute of Internal Combustion Engines, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;  
2. Shanxi Diesel Engine Heavy Industry Co. Ltd., Xingping 713100, China )

**Abstract:** To reduce the  $\text{NO}_x$  emissions from medium speed marine diesel engines with low costs, a pressure-modulating-hole type fuel pump was developed, which could provide boot-type injection rates. 3D CFD package AVL FIRE v8.5 was used to simulate the in-cylinder gas flow, fuel-air mixing and combustion processes of a medium speed, high-power marine diesel engine. And the effects of the boot-type injection rates provided by the new pumps on the performance and emissions at 2 loads with 3 injection timings of the engine were analyzed. The simulation results indicate that, lower  $\text{NO}_x$  emissions are obtained with the boot-type injection rates, among which the injection rate Boot1 can produce better  $\varphi(\text{NO}_x)$ - $\varphi(\text{soot})$  compromise relationship, while injection rate Boot2 can produce better  $\varphi(\text{NO}_x)$ - $b_i$  compromise relationship. Moreover, assuring the higher injection rates at the later stages of the boot-type injection is beneficial to reducing the soot emission and fuel consumption of the diesel engine. Bench tests were performed in a 6-cylinder diesel engine, and the results verify that the numerical simulation prediction is reliable.

**Key words:** diesel engine; boot-type injection rates; performance; emissions