

# 某大缸径高速船用柴油机性能优化

王惠林, 颜鲁, 王峰, 许晓颖, 张洋洋

潍柴动力股份有限公司大缸径发动机研究院, 山东 潍坊 261061

**摘要:**通过优化缸内燃烧过程提高某20缸大缸径高速船用柴油机的经济性。基于现有台架试验数据,通过三维燃烧仿真计算提出喷油器和燃烧室型线优化方案,在单缸机台架上进行优选方案的试验验证和超负荷耐久试验验证。仿真和单缸机试验结果表明:喷油器锥角由 $150^{\circ}$ 增大至 $154^{\circ}$ 、燃油体积流量由 $100\text{ mL/s}$ 减小至 $95\text{ mL/s}$ 都可提高柴油机性能,且大锥角喷油器优势更明显;台阶型燃烧室型线可改善缸内油气混合和燃烧。100 h超负荷耐久试验结果表明,大锥角喷油器满足可靠性设计要求。

**关键词:**大缸径柴油机;性能优化;燃烧仿真;单缸机验证;可靠性

**中图分类号:**TK42

**文献标志码:**A

**文章编号:**1673-6397(2023)04-0013-07

**引用格式:**王惠林, 颜鲁, 王峰, 等. 某大缸径高速船用柴油机性能优化[J]. 内燃机与动力装置, 2023, 40(4):13-19.

WANG Huilin, YAN Lu, WANG Feng, et al. Performance optimization of a large bore high speed marine diesel engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2023, 40(4):13-19.

## 0 引言

高速柴油发动机转速较高,循环时间短,缸内燃烧不够充分,优化和组织更高效的缸内燃烧过程是提高柴油机性能的关键,燃烧系统设计又是燃烧过程的关键影响因素。

相关研究表明,喷油器和活塞合理匹配可以改善缸内油气混合和燃烧,提升柴油机性能,降低排放<sup>[1-2]</sup>。

喷油器参数包括流量、孔数和锥角。喷油器流量大,喷油迅速,有利于提高燃烧等容度,但通常雾化效果较差,导致燃烧不好;喷油器流量小,雾化效果好,但喷油速率过小导致燃烧过程滞后,发动机经济性下降<sup>[3]</sup>。孔数多、孔径小,可能存在喷射交叉和油束贯穿距离短的现象;孔数少、孔径大,不利于燃油雾化;因此孔数过多或过少都不利于缸内油气混合和燃烧<sup>[4]</sup>。锥角主要影响油束的喷射角度,需结合燃烧室型线综合考虑,总体来说,锥角过小,不利于油束扩散和燃烧,锥角过大,存在燃油喷到燃烧室外甚至缸套壁的可能,对发动机性能均不利<sup>[5-6]</sup>。优化喷油器参数,通常先进行流量和孔数的匹配选型,再调整锥角。

活塞优化主要是优化燃烧室型线和压缩比。压缩比相同、燃烧室型线不同时,缸内油气混合和燃烧状况不同,需要进行详细地设计和验证,基本原则为:燃烧室型线配合喷射油束,使燃油更好地与缸内空气混合,提高空气利用率,改善燃烧过程<sup>[7-10]</sup>。理论上,增大压缩比可提高发动机热效率,改善发动机燃油经济性。

大缸径柴油机的零部件、整机和试验成本高,开发周期长。本文中采用 Converge 软件,仿真计算筛选燃烧室和喷油器方案,优化某20缸大缸径高速柴油机燃烧过程,并通过择优采购样件在单缸机台架进行验证。

收稿日期:2022-12-30

基金项目:国家重点研发计划项目(2017YFC0211305)

第一作者简介:王惠林(1997—),男,山东潍坊人,助理工程师,主要研究方向为大缸径发动机性能开发,E-mail:wanghuilin@weichai.com。

## 1 研究对象和仿真模型

### 1.1 试验对象

试验原型柴油机技术参数如表 1 所示,在搭载相同动力单元的单缸机台架上进行试验验证,试验台架如图 1 所示。本机型压缩比已经相对较高,所以暂时不考虑优化活塞压缩比。

表 1 发动机技术参数

缸数	缸径/mm
20	170
行程/mm	活塞压缩比
195	16.5
标定爆压/MPa	标定轨压/MPa
23	210
额定功率/kW	额定功率转速/( $r \cdot \min^{-1}$ )
4 000	1 937



图 1 单缸机试验台架

### 1.2 仿真模型

采用 Converge 软件对柴油机缸内燃烧过程进行仿真计算,其中,湍流模型采用 RNG  $\kappa-\varepsilon$  模型,油滴的一次和二次破碎过程采用 KH-RT 破碎模型模拟,燃烧模型采用 SAGE 详细化学反应模型,碳烟生成计算采用 Hiroyasu soot 模型, $\text{NO}_x$  生成过程采用扩展的 Zeldovich 机理进行模拟。

由于采用中置喷油器,为节省计算时间,使用全网格的  $1/N$  ( $N$  为喷油器孔数)模型作为计算区域;此外,本文中主要研究喷油器流量、孔数、锥角对缸内燃油雾化以及燃烧过程的影响,因此对模型进行简化,计算过程不考虑柴油机的进、排气过程,只计算从进气门关闭至排气门开启的区间,活塞位于上止点位置时的计算模型如图 2 所示,鉴于燃烧室的对称性,只展示模型的一半。

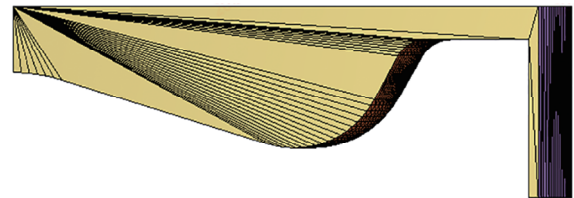


图 2 原机燃烧室仿真模型

为验证模型的合理性,对柴油机额定工况下的缸内爆发压力进行仿真与试验,额定工况原机缸内爆发压力仿真与试验对比如图 3 所示。由图 3 可知:额定工况下,原机仿真缸内爆发压力比试验约高 30 kPa,配气相位(曲轴转角)提前约  $0.6^\circ$ ,仿真和实测爆压峰值及相位吻合较好,该模型可用于后续的仿真计算分析。

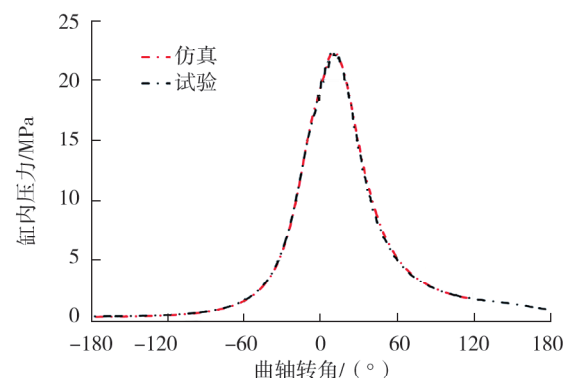


图 3 额定工况原机缸内爆发压力  
仿真与试验对比

## 2 三维缸内燃烧仿真

### 2.1 喷油器对发动机油耗和碳烟的影响

在发动机额定工况下,对不同流量、孔径和孔数的喷油器进行仿真计算,通过对比油耗、碳烟排放及空气利用率,选择相对较优的喷油器方案,并在单缸机台架上进行试验验证。保持喷油压力为 10 MPa、喷油时间为 30 s,变化不同的流量、孔数、锥角,10 个喷油器方案的喷油器参数如表 2 所示。

表2 喷油器参数设计方案

方案	喷油器体积流量/(mL·s <sup>-1</sup> )	喷油孔数	锥角/(°)	方案	喷油器体积流量/(mL·s <sup>-1</sup> )	喷油孔数	锥角/(°)
1	91.67	9	146	6	100.00	9	150
2	91.67	9	150	7	100.00	8	150
3	95.00	9	146	8	100.00	9	154
4	95.00	9	150	9	100.00	10	150
5	100.00	9	146	10	106.67	9	150

通过仿真,对比额定工况下其他喷油器方案相对于原机喷油器(方案6)的指示燃料消耗(indicated specific fuel consumption, ISFC)变化率和碳烟排放变化率,结果如图4所示。

由图4可得以下结论。

1)当喷油器流量和孔数相同时,锥角对ISFC和烟度排放的影响很大,以喷油器燃油体积流量为100.00 mL/s、孔数为9的方案5、6、8为例,锥角由146°增加至150°、154°时,ISFC和碳烟排放显著降低,表明大锥角能显著改善燃烧,故排除锥角为146°的喷油器方案。

2)相同喷油器孔数和锥角时,喷油器流量过大或过小均不好,以9孔、锥角为150°的方案为例,燃油体积流量为95.00、100.00 mL/s的喷油器较流量为91.67、106.67 mL/s的喷油器有一定优势。

3)当喷油器流量、锥角相同时,并非孔数越多或孔径越小越好,若孔数增多、孔径减小,虽然有利于改善油束雾化,但存在较高的油束喷射、燃烧交叉、油束贯穿距离缩短导致油气混合差的风险;而孔数减少、喷孔直径增大,可能导致燃油雾化变差。以喷油器燃油体积流量为100.00 mL/s、锥角为150°的方案为例,方案7(8孔)的ISFC和碳烟排放高于方案6(9孔),因为8孔喷油器孔径比9孔稍大,影响雾化效果;方案9(10孔)喷油器虽然雾化和空间利用率可能较好,但局部燃油浓度较高,使得ISFC较方案6(9孔)略低,碳烟排放增加。故可以排除8孔和10孔喷油器方案。

根据上述分析,进一步对方案4、6、8、10喷油器在不同过量空气系数λ区域的空气利用率进行仿真计算,结果如图5所示。

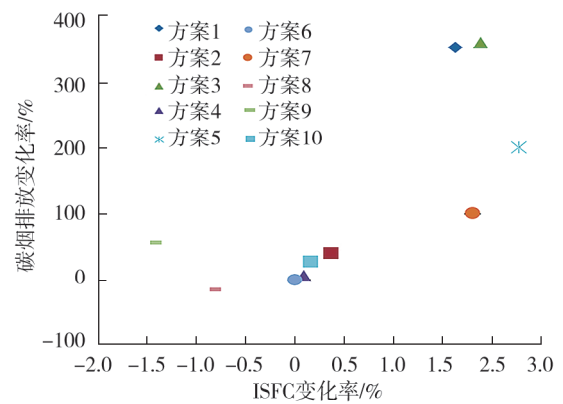


图4 额定工况下各喷油器方案相对于原机的ISFC变化率与碳烟排放变化率

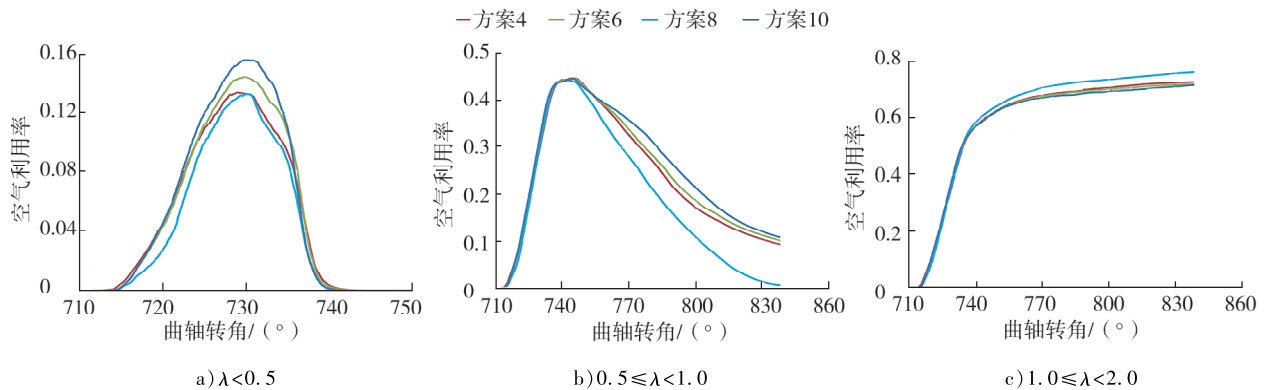


图5 不同过量空气系数时4种喷油器的空气利用率

$\lambda < 0.5$  和  $0.5 \leq \lambda < 1.0$  的区域越小,表示缸内空气过浓的区域越小,空气利用率较高; $1.0 \leq \lambda < 2.0$  区域越大,表明缸内未利用的空气越多,空气利用率较低。由图 5 可知: $\lambda < 0.5$  和  $0.5 \leq \lambda < 1.0$  时,方案 8 喷油器燃油较浓区域较少,综合空气利用率较高,方案 4、6 次之,方案 10 局部过浓区域最多,空气利用率相对较低; $1.0 \leq \lambda < 2.0$  时,方案 10 喷油器占比最大,同样表明空气利用率较高,其他方案同理,与上述油耗和碳烟分析计算结果相对应。

### 2.2 燃烧室型线对发动机油耗和碳烟的影响

在原机燃烧室型线的基础上优化燃烧室型线,各燃烧室型线对比如图 6 所示。匹配方案 8 喷油器,仿真计算新设计型线相对于原机的 ISFC 变化率和碳烟排放变化率如图 7 所示。由图 7 可知:型线 6 的燃烧室深度较大,油气混合不均匀,有大量的燃油较浓区域集中在燃烧室凹坑,导致碳烟排放较高;型线 2 的燃烧室深度较小,开口较大,燃油较浓区域集中在活塞顶与缸盖之间,ISFC 和碳烟排放均较高;型线 1、3、4 的 ISFC 和碳烟排放相比原机均有不同程度增加;型线 5 为台阶型燃烧室,其 ISFC 和碳烟排放在所有方案中最优,表明台阶型燃烧室的台阶对油气混合和燃烧有积极的导向作用。

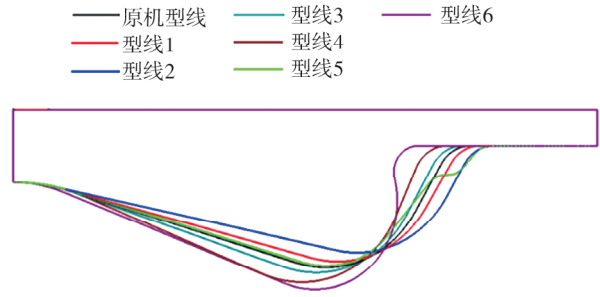


图 6 不同燃烧室型线对比

仿真对比原机型线和型线 5 的瞬时放热率,结果如图 8 所示。由图 8 可知:型线 5 的瞬时放热速度相比原机更快,燃烧等容度和燃烧效率高。

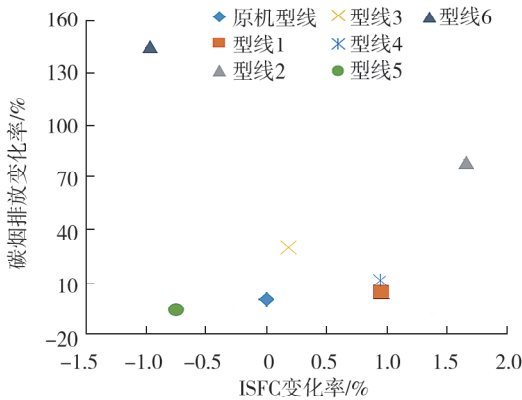


图 7 不同燃烧室型线 ISFC 变化率与碳烟排放变化率

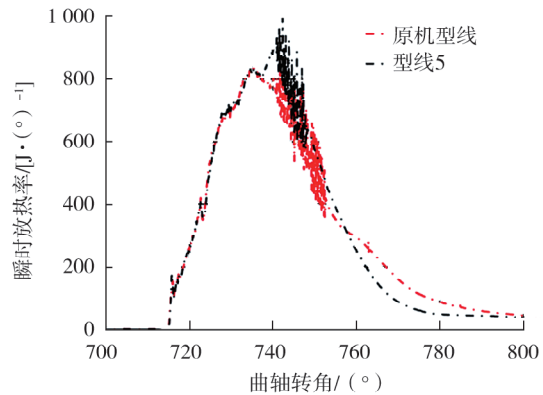


图 8 原机型线和型线 5 瞬时放热率对比

仿真对比型线 1、5 和原机型线 3 种燃烧室型线方案的空气利用率情况,结果如图 9 所示。由图 9 可知:型线 5 燃烧室燃油较浓区域较少,空气综合利用率较高,原机型线次之,型线 1 最差,与图 7、8 趋势相同,因此推荐对型线 5 方案进行试验验证。

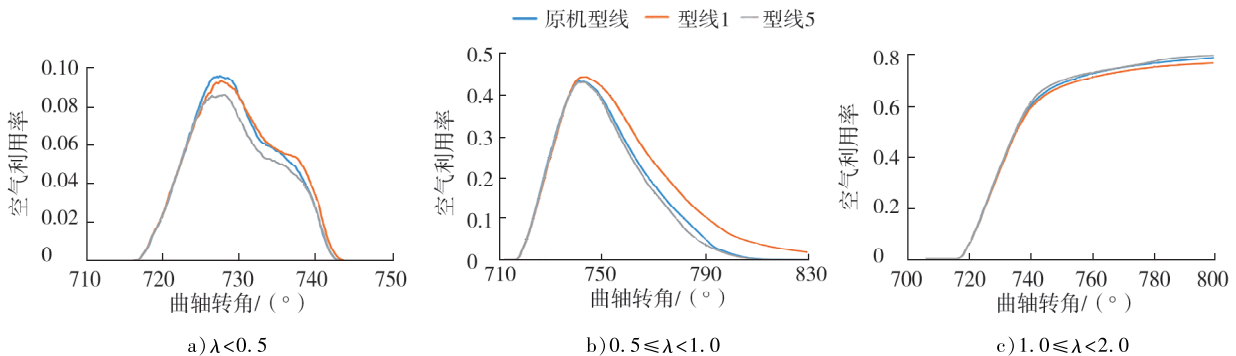


图 9 不同燃烧室型线空气利用率仿真计算结果

### 3 单缸机台架试验验证

#### 3.1 喷油器验证

额定工况下,在单缸机台架上进行变进气压力试验,对比方案4、5、6、8喷油器性能。额定工况的单缸机试验边界条件如表3所示。

表3 额定工况点单缸机喷油器试验验证边界条件

转速/(r·min <sup>-1</sup> )	平均有效指示压力/MPa	进气温度/°C	进气绝对压力/MPa	进、排气压力比	喷油提前角/(°)	轨压/MPa
1 937	3.09	37.8	0.471	1.318	13.5	210

燃烧持续期是燃料燃烧10%~90%对应的曲轴转角,表征燃烧速度,对于发动机的燃油经济性、排放性能均有影响。定义累计燃烧或放热5%、50%、90%时的工况点为CA05、CA50、CA90,对应的曲轴转角分别为 $\beta_{CA05}$ 、 $\beta_{CA50}$ 、 $\beta_{CA90}$ ,可作为燃烧起点、中点和终点的评价参数。额定工况下不同喷油器的燃油消耗率 $b_e$ 、烟度、 $\beta_{CA05}$ 对比如图10所示,不同喷油器的 $\beta_{CA50}$ 、 $\beta_{CA90}$ 、燃烧持续期对比如图11所示。 $\lambda$ 相同时,各喷油器间爆压有轻微偏差,故采用爆压为自变量进行分析。

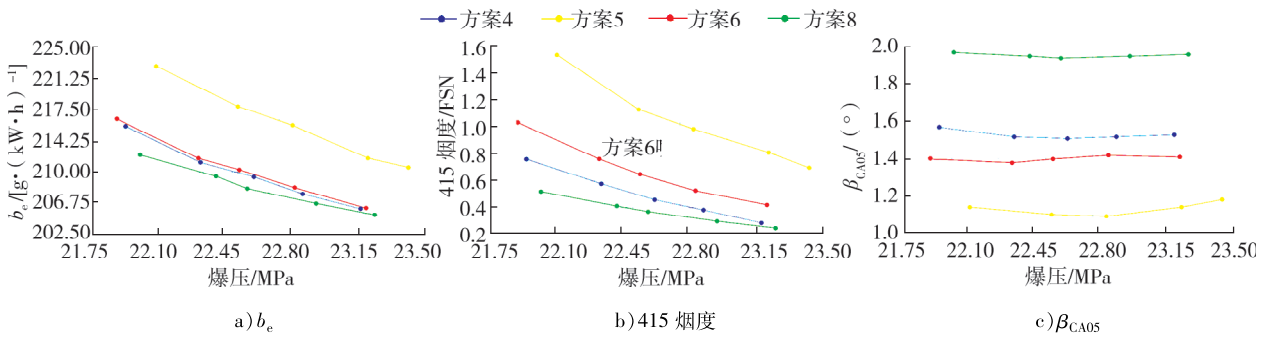


图10 额定工况下不同喷油器油耗率、烟度和 $\beta_{CA05}$ 对比

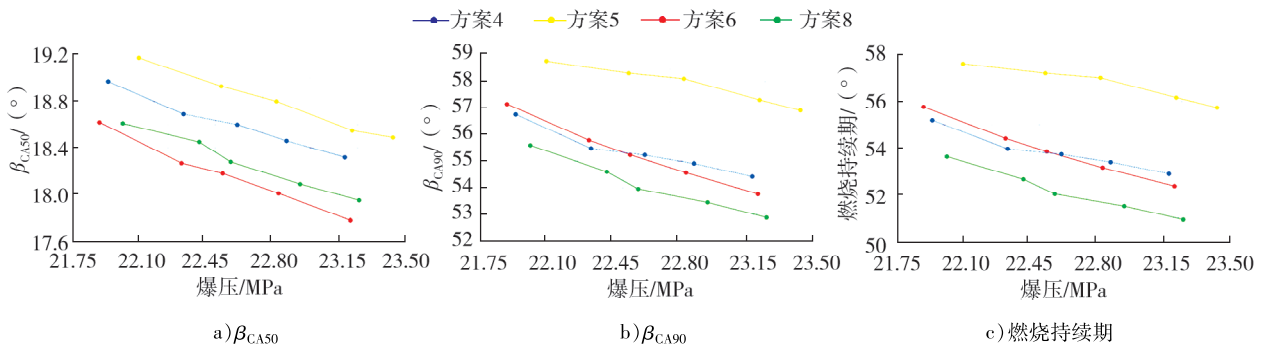


图11 额定工况下不同喷油器 $\beta_{CA50}$ 、 $\beta_{CA90}$ 和燃烧持续期对比

由图10、11可知:4种喷油器的燃油消耗率和烟度排放基本一致,由高到低分别为方案5、6、4、8;相较于原机喷油器,方案8喷油器平均油耗降低约2g/(kW·h),烟度平均降低30%~40%。 $\beta_{CA05}$ 、 $\beta_{CA50}$ 较原机稍为滞后, $\beta_{CA90}$ 和燃烧持续期显著缩短,表明喷油器锥角增大可明显改善缸内油气混合和燃烧过程,与仿真计算结果一致;方案4喷油器的燃油消耗率、烟度、 $\beta_{CA90}$ 和燃烧持续期略优于原机喷油器,因此可以推断体积流量为95mL/s、锥角为154°的喷油器比原机喷油器更好,但考虑到流量变小导致喷油持续期增加,喷油结束时刻进一步滞后,更高功率和超负荷工况点的燃烧会更加恶化,因此选择方案8喷油器作为最佳方案,进行下一步的验证。

### 3.2 燃烧室型线验证

额定工况、相同边界条件下,在单缸机台架上对燃烧室型线进行验证。试验对象为方案6喷油器-原机型线燃烧室活塞、方案6喷油器-型线5燃烧室活塞、方案8喷油器-原机型线燃烧室活塞、方案8喷油器-型线5燃烧室活塞4种组合。

不同喷油器-燃烧室型线活塞组合的油耗、烟度、 $\beta_{CA05}$  对比如图12所示。不同喷油器-燃烧室型线活塞组合的 $\beta_{CA50}$ 、 $\beta_{CA90}$ 和燃烧持续期对比如图13所示。由图12、13可知:相比原机活塞,无论喷油器锥角为 $150^\circ$ 还是 $154^\circ$ ,型线5燃烧室活塞的油耗和烟度均下降;虽然型线5燃烧室 $\beta_{CA50}$ 和 $\beta_{CA90}$ 较原机稍为滞后,但 $\beta_{CA90}$ 和燃烧持续期缩短,表明缸内油气混合和燃烧过程得到改善。台阶型燃烧室有利于改善经济性,与仿真计算结果一致。

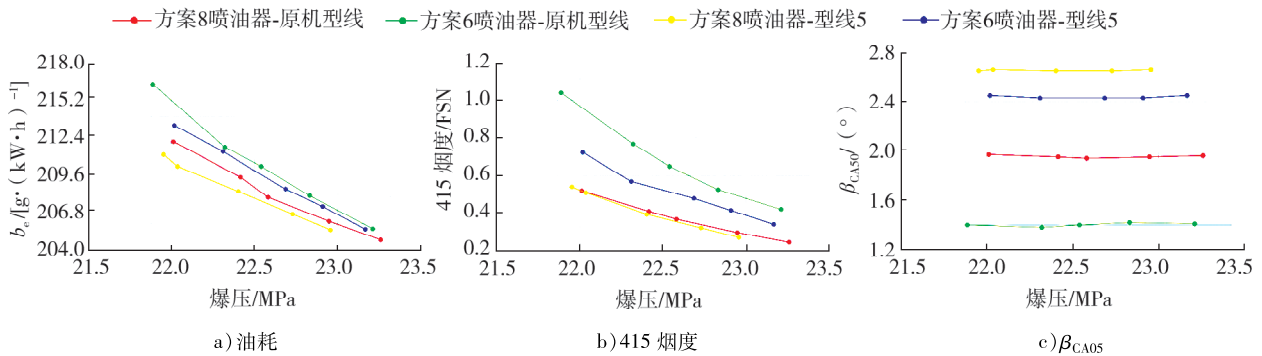


图12 不同喷油器-燃烧室型线组合的油耗率、烟度和 $\beta_{CA05}$ 对比

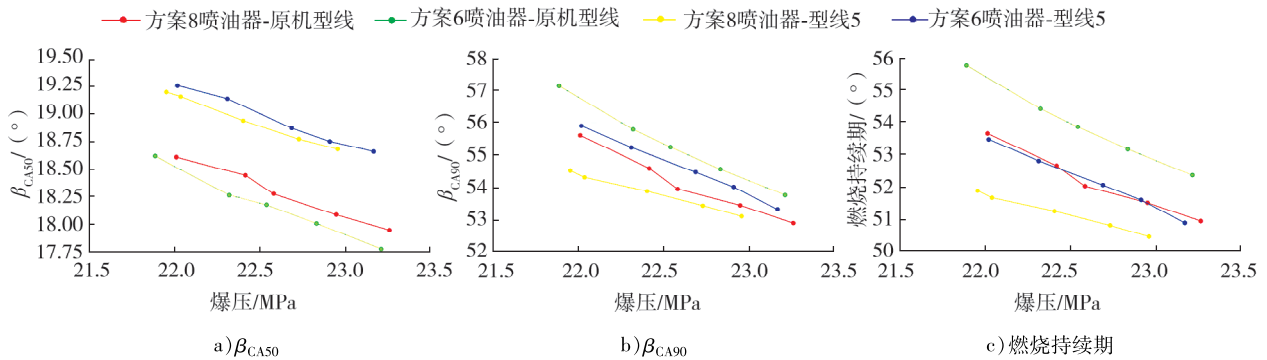


图13 不同喷油器-燃烧室型线组合的 $\beta_{CA50}$ 、 $\beta_{CA90}$ 和燃烧持续期对比

## 4 可靠性验证

切换大锥角喷油器,存在因油束喷射和燃烧扩散变化导致的活塞缸套刮碳环积碳、缸套高温变色和拉缸风险(积碳过多、机油稀释或油膜破坏导致)。锥角为 $154^\circ$ 喷油器单缸机超负荷工况耐久边界如表4所示。若喷油器锥角由 $150^\circ$ 切换到 $154^\circ$ ,以油束落点不超出燃烧室边界为原则,设计校核极限油束落点为上止点后曲轴转角 $25.0^\circ$ ,但超负荷工况油束实际落点为曲轴转角 $25.7^\circ$ (喷油器完全关闭,停止喷油时刻),略超油束落点极限,需要进行耐久试验验证。

表4 锥角为 $154^\circ$ 喷油器单缸机超负荷工况耐久边界

转速/( $r \cdot \min^{-1}$ )	平均有效指示压力/MPa	进气温度/ $^\circ\text{C}$	绝对进气压力/MPa	进排气压力比	喷油提前角/ $^\circ$	轨压/MPa
2 000	3.29	40.2	0.531	1.254	12	210
喷油器开启时刻/ $^\circ$	喷油器关闭延迟/ $^\circ$	喷油器纯加电持续期/ $^\circ$	实际喷油持续期/ $^\circ$	实际喷油结束时刻/ $^\circ$		
5.6	16.0	21.7	32.1	25.7		

选择锥角为 $154^\circ$ 喷油器搭载原机活塞进行100 h超负荷耐久试验。试验结束后,检查活塞顶、活塞缸套刮碳环相关区域,未发现积碳、缸套壁高温变色和拉缸现象,通过耐久试验。

## 5 结论

通过三维燃烧仿真计算了不同喷油器参数和活塞燃烧室型线对某大缸径高速船用柴油机性能的影响,选择最优方案进行单缸机试验验证,并通过了可靠性考核,完成了20缸发动机产品的性能优化目标。

1) 相较于小流量和原机喷油器,大锥角喷油器的油耗、烟度等均下降,燃烧持续期缩短,缸内油气混合和燃烧过程得到了较大优化;2) 装配优化的台阶型燃烧室型线活塞的发动机油耗、烟度较原机方案进一步降低,表明台阶型燃烧室型线对缸内油气混合和燃烧有一定的导向和促进作用,有利于改善发动机经济性;3) 搭载原机活塞进行的大锥角喷油器100 h超负荷耐久试验表明,大锥角喷油器满足可靠性设计要求。

### 参考文献:

- [1] 刘圣华,周龙保. 内燃机学[M]. 北京:机械工业出版社,2017:75-160.
- [2] 林学东. 发动机原理[M]. 北京:机械工业出版社,2014:144-194.
- [3] 李增增,张鹏涛,程冬梅,等. 喷射压力及流量对发动机油耗及烟度影响的试验研究[J]. 内燃机与配件,2020(8): 11-14.
- [4] 张志强,刘一泽,邹斌扬,等. 喷孔直径对重型柴油机燃烧和排放的影响[J]. 内燃机学报,2020,40(2):97-105.
- [5] 曲兴年,周明胜,李岩,等. 喷油器结构对柴油机性能和排放的影响[J]. 内燃机与配件,2022(7):52-54.
- [6] 李小平,姜北平,解方喜,等. 喷射参数对柴油机燃烧与排放特性的影响[J]. 内燃机学报,2012,30(1):22-28.
- [7] 杨瑞. 船用高速柴油机燃烧系统优化设计研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2019.
- [8] 王晓艳,贾德民,李志杰,等. 船用大缸径柴油机燃烧系统的仿真研究与工程化应用[J]. 舰船科学技术,2020,42(4): 148-153.
- [9] 李军成,李明星,曾丽丽,等. 燃烧模拟在国六柴油机燃烧系统开发中的应用[J]. 车用发动机,2021(1):11-14.
- [10] 历成强. 高热效率国VI重型柴油机燃烧系统开发研究[D]. 天津:天津大学,2018.

## Performance optimization of a large bore high speed marine diesel engine

WANG Huilin, YAN Lu, WANG Feng, XU Xiaoying, ZHANG Yangyang

Large Bore Engine Research Institute, Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

**Abstract:** By optimizing the combustion process in the cylinder, the economy of a 20 cylinders large bore high speed marine diesel engine is improved. Based on bench test data, an optimization for the fuel injector and combustion chamber profile is proposed through three-dimensional combustion simulation calculation. Experimental verification of the optimization and overload durability test are conducted on a single cylinder engine bench. The simulation and single cylinder engine test results show that increasing the injector cone angle from  $150^\circ$  to  $154^\circ$  and reducing the volumetric flow rate from 100 mL/s to 95 mL/s can improve diesel engine performance, and the advantages of large cone angle injectors are more effectively. The stepped combustion chamber profile can improve the mixing and combustion in the cylinder. The results of the 100 h overload durability test indicate that the large cone angle fuel injector meets the reliability design requirements.

**Keywords:** large bore diesel engine; performance optimization; combustion simulation; single cylinder engine testing; reliability

(责任编辑:郎伟锋)