

船用低速二冲程氢/柴油发动机数值模拟分析

蒋庆丽, 曲文静, 夏雨, 卢耀, 冯立岩
(大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁 大连 116024)

Numerical simulation analysis of Marine low-speed two-stroke hydrogen/diesel engine

Jiang Qingli, Qu Wenjing, Xia Yu, Lu Yao, Feng Liyan
(School of Energy and Power, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: Hydrogen as a zero-carbon fuel is the most realistic and feasible way to peak greenhouse gas (GHG) emissions from international shipping as soon as possible. Based on 6EX340EF ultra-long stroke high-power low-speed Marine diesel engine, a hydrogen/diesel dual-fuel engine with pre-combustion chamber jet ignition is designed. Three-dimensional numerical simulation is carried out for the engine with different compression ratio, ignition diesel amount and effective compression ratio. The results show that when the injection pressure is 100MPa and the excess air coefficient is 2.5, the emission and thermal efficiency increase with the increase of the compression ratio. With the increase of the amount of diesel fuel, the emission increases, but the indicating thermal efficiency increases first and then decreases. When the effective compression ratio is increased, the thermal efficiency is increased, the emission is reduced, and the temperature in the cylinder is reduced. When the final hydrogen compressor ratio is 13.5, the amount of diesel fuel is 1.5%, the NO_x is 0.74g/kWh, the effective power of the single cylinder is 87.4% of the original diesel engine, and the indicated thermal efficiency is 49.5%.

摘要: 氢气作为零碳燃料是尽快使国际航运的温室气体 (GHG) 排放量达到峰值的最现实可行途径。论文以 6EX340EF 型超长冲程大功率低速船用柴油机为基础机型, 设计得到预燃室射流点火的氢/柴油双燃料机, 针对不同压缩比、引燃柴油量和有效压缩比对发动机进行三维数值模拟。结果表明: 在喷油压力为 100MPa, 过量空气系数为 2.5 时, 随着压缩比的升高, NO_x 排放和热效率增加; 引燃柴油量增加, NO_x 排放增加, 但指示热效率呈现先增加后降低的趋势; 增加有效压缩比时, 指示热效率增加, NO_x 降低, 缸内温度降低。最终得到氢气机压缩比为 13.5, 引燃柴油量为 1.5% 时, NO_x 排放为 0.74 g/kWh, 单缸有效功率是原柴油机的 87.4%, 指示热效率为 49.5%。

关键词: 氢气; 热效率; 压缩比; 柴油能量占比; 有效压缩比; 缸温

Key words: hydrogen; thermal efficiency; compression ratio; the proportion of diesel energy; effective compression ratio; cylinder temperature

中图分类号: TK46+3

文献标识码: A

0 概述

由于其热效率高、功率范围广, 柴油发动机自诞生以来就被广泛用作船用推进设备和发电机的原动机, 但普通化石燃料燃烧排放物除 NO_x 与 CO₂ 外

还含有其他污染物成分, 如 HC、CO、SO_x 和颗粒物(PM)等^[1], 有研究表明, 船舶排放的 NO_x 和 SO_x 分别占全球排放的 15%^[2]和 5%-8%^[2,3]。因此为保护海上环境有效控制污染物排放, 2016 年, 国际海事

收稿日期: xxxx-xx-xx

基金项目: 国家自然科学基金重点项目 (52071061); 国家重点研发计划项目 (2019YFE0196100)

作者简介: 蒋庆丽 (1997-), 女, 硕士生主要研究方向为氢气发动机的传热特性研究, E-mail:wfy20211016@163.com

冯立岩 (联系人), E-mail:fengli@dlut.edu.cn。

组织 (IMO) 海上环境保护委员会 (MEPC) 制定了三级标准 (Tier-III), 要求船舶柴油机在一级标准的基础上降低 80% 的 NO_x 排放。2023 年 7 月 MEPC 第 80 届会议形成了最新的船舶温室气体减排战略, 尽快使国际航运的温室气体 (GHG) 排放量达到峰值, 到 2030 年 GHG 排放要比 2008 年平均减少 40% 及以上, 2050 年前后实现 GHG 近零排放。

以上标准法规的公布促使内燃机需要不断的革新。为了实现内燃机的节能减排, 同时热效率又得到保证的情况下, 稀薄燃烧是一种很好的技术途径。氢气可燃极限广, 质扩散系数远高于碳氢燃料^[4], 容易实现超稀薄燃烧^[5], 除此之外氢燃料还具有燃烧速度快和高热值等特点, 并且其主要燃烧产物为水和少部分氮氧化物, 对缓解全球的温室效应具有很大的潜力, 因此以氢气作为内燃机的主要燃料是不可避免的发展趋势。

为达到合理的燃烧、排放标准, 国内外专家对以氢气为主要燃料的内燃机燃烧特性已展开了大量的探索。Nguyen Ducduy 等人^[5]在低负荷工况下, 探究了增压器系统对氢燃料火花点火发动机的影响, 并在保持氢气量不变的条件下, 将过量空气系数设置在 1 到 2.8 的区间之间, 结果显示, 氢气机的平均指示压力变高, NO_x 排放降低, 体现出氢气稀薄燃烧的优势; Saravanan 等人^[6]对氢气/柴油发动机和纯柴油机进行试验比较, 研究发现氢气/柴油发动机低负荷时的微粒和排放有较大幅度的降低, 同时发动机热效率有所提高; Masood 等^[7]进行了氢气/柴油燃料共燃研究, 并与实验结果进行了对比验证。计算和实验的 NO_x 排放结果都表明, 随着 H₂ 添加量的增加, NO_x 排放总体上有所下降, 因为 H₂ 添加量的增加, 燃烧产物中水蒸气的摩尔分数增加, 吸收了燃烧释放的能量, 燃烧峰值温度降低, 从而使 NO_x 含量整体下降; Midhat Talibi 等人^[8]对氢气/柴油共燃对尾气排放进行实验和采样验证, 结果表明只有当氢气/柴油混合燃烧的温度只有超过 NO_x 生成温度的阈值时, NO_x 排放(尾气和缸内)才会随着 H₂ 的加入而迅速增加。Ye Yixiang 等人^[9]利用数值模拟软件研究了喷射正时对缸内直喷氢气发动机爆震特性的影响, 研究表明随着喷射时间的延长以及喷射时刻的

提前, 混合气的均匀性升高, 爆震倾向减小。Wimmer 等人^[10]的研究表明在其他所有条件 (容积效率、混合气温度、发动机效率等) 相同的情况下, 与其他燃料相比, 氢具有发动机燃烧过程中最大的满载潜力。

为减少 NO_x 的排放, 目前主流的氢内燃机都采用的是稀薄燃烧的方式^[11], 并且为避免氢气机回火采用缸内直喷的进气方式, 据调查, 当今直喷氢内燃机总体热效率大于 35%, 在稀燃条件下的热效率只能达到 41%~45%^[12], 因此除保证氮氧化物排放符合标准外, 发动机热效率也是所需关注的重点问题。由于氢气自燃温度高、辛烷值大, 因此能够采用更大的压缩比来提升氢内燃机的有效热效率, 所以本文将在氮氧化物符合排放法规的基础上, 通过改变活塞顶隙和排气阀升程的技术途径最大可能得到最优热效率, 并利用有限元软件对缸套的燃气侧传热进行研究分析。

1 本文研究对象及内容

1.1 研究对象简介

本文采用 6EX340EF 我国自主研发的超长冲程大功率低速船用柴油机为基础机型, 设计低速二冲程氢气发动机。柴油机原机基本结构参数和 100% 负荷下主要性能参数分别如表 1 和表 2 所示。

表 1 6EX340EF 柴油机基本结构参数

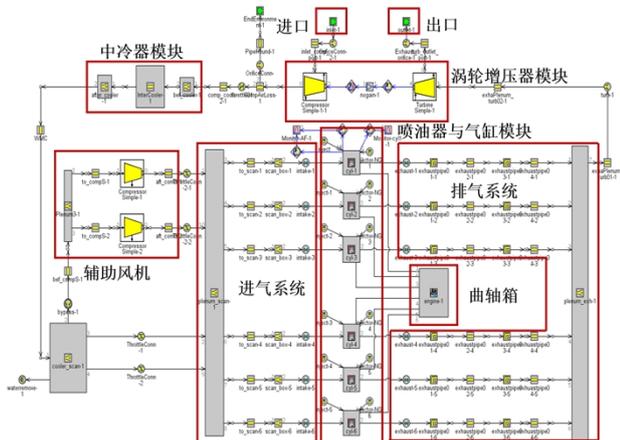
项目	参数
发动机型式	6EX340EF
缸径/mm×行程/mm	340×1600
压缩比	19.8

表 2 100% 负荷下主要性能参数

项目	参数
单缸功率/kW	816
转速/rpm	157
排气阀开启区间/°CA	110-275
油耗/(g.kWh ⁻¹)	182.88
单缸循环喷油量	15.81

通过使用 GT-Power 软件和 CONVERGE 软件分别建立一维和三维计算模型如图 1 所示, 其中三维计算的边界条件从已标定好的一维计算模型导入, 以保证三维计算的收敛性和准确性。同时, 在三维模型中设置自适应和区域性网格加密策略, 并进行

网格敏感性分析，确保网格的加密策略和网格基本尺寸大小的合理性，避免因网格精度不够而引起结果不准确。最终采用的缸内最小网格尺寸为 21mm，其对应的缸内最大网格数量为 172 万左右。



(a) 柴油机一维模型



(b) 柴油机三维模型

图 1 柴油机一维和三维的计算模型

1.2 验证柴油机数值模拟模型

在 100% 负荷下通过对比试验值与模拟值，完成柴油机仿真模型的准确性和有效性验证。缸压曲线的标定情况如图 2 和表 3 所示

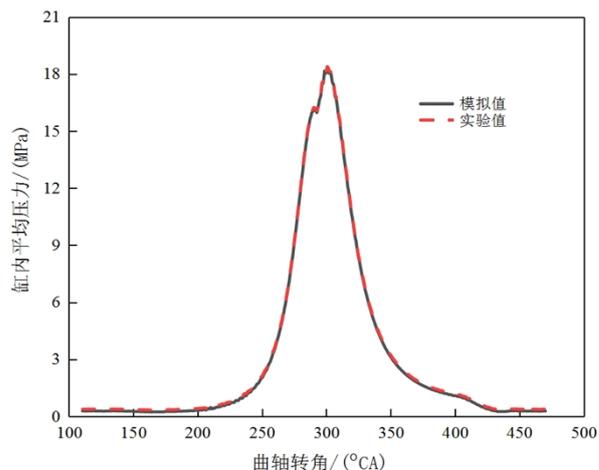


图 2 柴油机 荷缸压曲线实验值与模拟值对比

表 3 柴油机 100% 负荷模拟值与实验值对比

项目	参数	模拟值	相对误差
功率/kW	4887	4884.737	-0.05%
燃油消耗率/g/kWh	18.288	18.2993	0.06%
最高爆发压力/MPa	18.4	18.1774	-1.21%
压缩终点压力/MPa	16.3	16.3505	0.31%
扫气压力/MPa	0.4246	0.4229	-0.40%

由图 2 可知，缸内压力的模拟值和实验值相差不大，仅仅当活塞位于压缩终点时的压力以及缸内最高爆发压力存在些许差别，但是误差小于 5%，对标定结果没有太大的影响。从表 3 中可以看出，原柴油发动机实验结果和计算值中的主要性能参数相差都不大，最大的相对误差只有 1.21%，远远小于要求的 5%。所以证明该三维仿真模型可用于后续研究内容，可以在此模型基础上，通过调整结构和相关参数，建立氢气/柴油发动机模型。

1.3 双燃料机模型建立

根据 6EX340EF 型超长冲程大功率低速船用柴油机的结构，改造而成的氢气发动机的三维几何模型如图 3 所示，包括了排气道、排气阀、氢气喷射阀、扫气箱、扫气口和燃烧室等部分。参考相关天然气发动机的研究，当天然气发动机喷射阀的侧偏角为 10° 时，天然气的均匀性最好^[13]，因此将氢气喷射阀的侧偏角也设置为 10° 。参考同型号氢气发动机防止氢气泄漏策略的研究^[14]，当氢气喷射阀下偏角为 20° ，喷射区间为 $228\sim 248^\circ$ CA 时，混合气相对均匀且氢气逃逸现象得到明显改善，如图 4 所示，将喷射阀的侧偏角定义为 γ 角（以逆时针方向为正，即顺着缸内涡流绕轴线运动的方向），喷射阀的下偏角定义为 α 角（为喷射阀轴线与水平线的夹

角)。预燃室的设计主要参考 Win GD 公司在低速二冲程双燃料机上开发的预燃室燃烧系统的布置和目前主流机型中的设计, 采用两个预燃室侧向对称布置的方式。

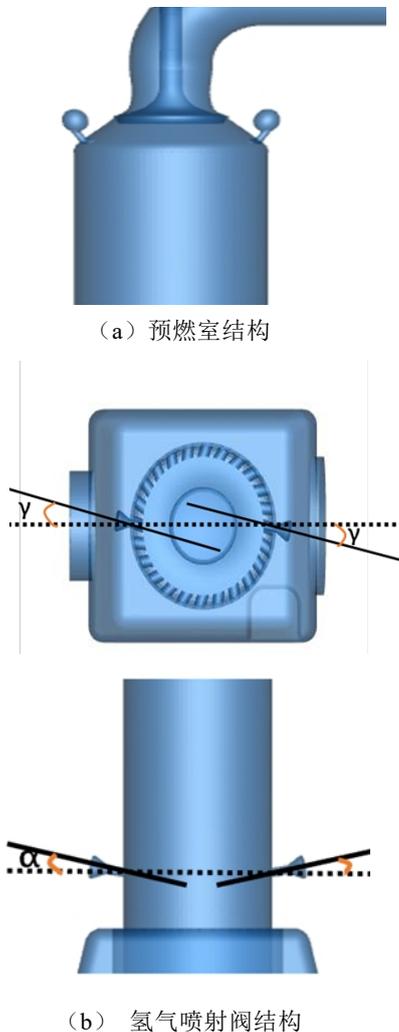


图3 双燃料机三维几何计算模型

2 提高氢气机热效率的研究分析

2.1 不同几何压缩比下的燃烧特性

原柴油机压缩比为 19.8, 通过改变活塞顶隙的方法来调整压缩比, 以保证燃烧室形状不发生改变, 调整后的压缩比为 12.5、13、13.5、14 和 14.5, 针对这五种不同压缩比, 对双燃料机缸内的混合气流动过程和燃烧性能进行模拟计算, 具体工况如表 4 所示。

表 4 不同几何压缩比的具体方案设置

柴油喷射压力 /MPa	柴油能量占比	过量空气系数 λ	压缩比
100MPa	4%	2.5	12.5

			13
			13.5
			14
			14.5

根据上述工况进行模拟计算, 计算结果如图 4 所示, 图 4 给出了不同压缩比下缸压及放热率曲线的对比, 从图上可知随着压缩比的增加, 缸压的峰值更高且缸压上升速度更快, 从放热率曲线可以看出, 燃烧时刻和放热随着压缩比的增加而提前, 并且压缩比的提高使压缩终点的温度增加, 因此更有利于缸内燃料的燃烧。同时缸内温度对滞燃期和燃烧持续期有很大的影响, 从放热率曲线可看出, 随着压缩比的增大, 缸内温度升高燃烧时刻提前, 所以滞燃期随之缩短, 燃烧持续期同时也逐渐缩短。

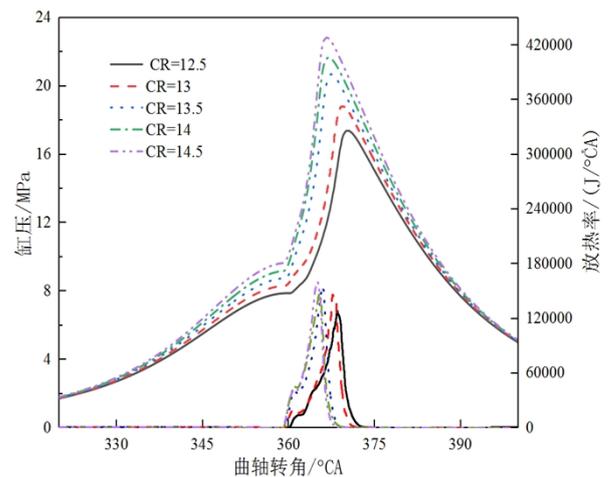


图 4 不同压缩比下缸压及放热率曲线

图 5 给出了不同压缩比下的指示热效率的对比。随着压缩比的提高, 发动机的峰值热效率也随之提高, 高压压缩比下, 燃烧的更快, 使提高燃烧的等容度提高, 有利于热效率的提高, 因此压缩比越高, 发动机动力性越好。

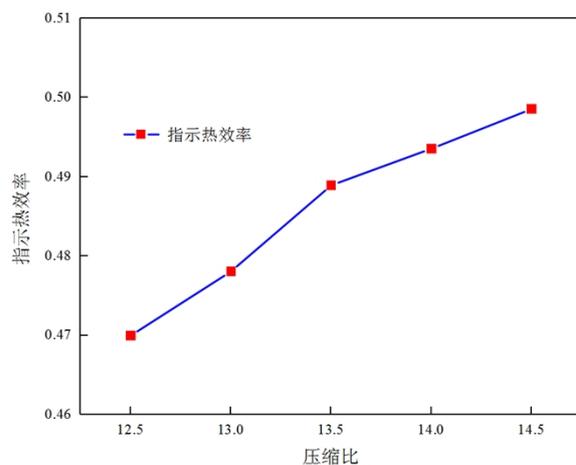


图 5 不同压缩比的指示热效率

图 6 对比了不同压缩比下氮氧化物的排放特性, 燃烧过程中产生的 NO_x 包括 NO、NO₂、N₂O 等, 其中 NO 是主要成分, 通常占发动机气缸内 NO_x 排放的 90% 以上^[15], 如图所示, 在相同的负荷和过量空气系数下, 高压压缩比的氮氧化物排放高于低压压缩比, 这是由于在高压压缩比下前期放热更集中, 缸内温度更高, 因此在高温、富氧的条件下会导致更多 NO 的形成, 因此氮氧化物随着压缩比的增加而增加。根据 Tier-III 可知, 157rpm 的氮氧化物排放需小于等于 3.27g/kWh, 由图可知只有压缩比为 12.5 和 13 时符合标准。

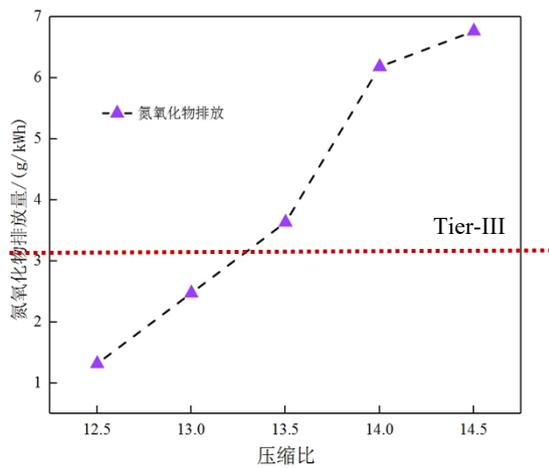


图 6 不同压缩比的氮氧化物排放

由于原柴油机最高爆压为 18.34MPa, 且氢气化学性质活泼容易出现爆震等异常燃烧, 根据工程经验改装后的氢气/柴油机最高爆压应小于原柴油机, 根据图 4 可看出, 只有压缩比为 12.5 时, 爆压符合工程条件, 并且从图 5 看出, 氮氧化物排放也超出了标准, 因此需对各压缩比的燃烧进行优化。主要影响气体燃料燃烧的因素有混合气均匀性和引燃柴油量等, 混合气的均匀性直接取决于喷阀的布置角度, 喷射角度过大或过小均会对缸内气体的流动和流场分布造成影响, 本文采用同型号发动机喷阀优化后的布置如图 3, 图 7 是各压缩比在 358°CA 喷油前混合气的体积分布, 由图 7 可以看出混合气大都集中在 $\phi=0.4$ 的区域, 无混合气过浓或过稀区域, 混合气相对均匀, 因此喷阀角度布置引用合理。接下来对引燃柴油量 (1%、1.5%、2%、3%) 进行模拟计算, 由于当引燃柴油量为 4% 时, 压缩比为 12.5 的指示热效率只有 46.99%, 优化潜力较小, 因此为保证在控制爆压时提高热效率和降低氮氧化物排放, 选取压缩比为 13、13.5、14 和 14.5 进行不同引燃油

比例的燃烧模拟计算。

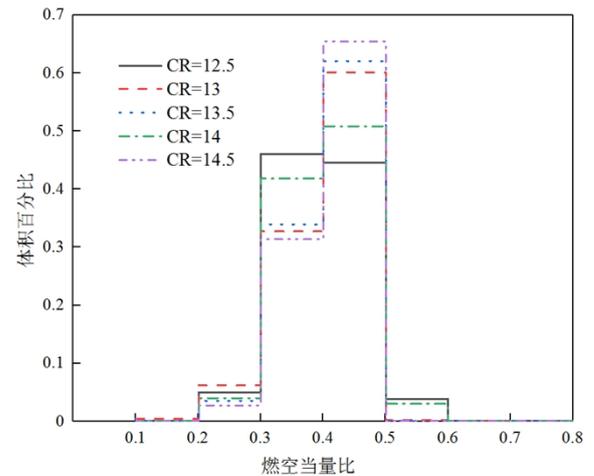


图 7 不同压缩比 358°CA 混合气的不同浓度体积百分比

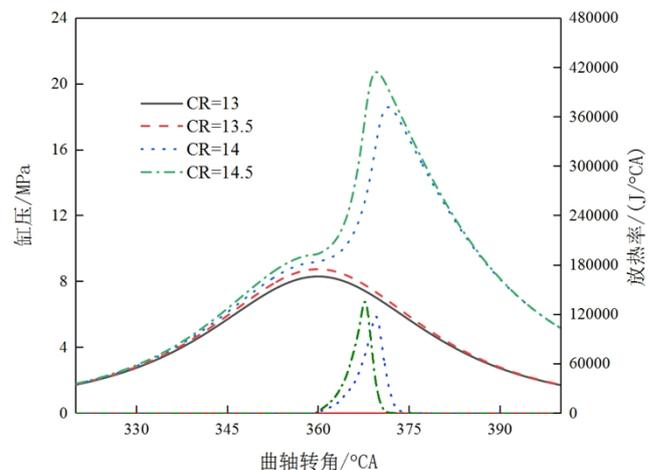
2.2 不同引燃柴油量的燃烧模拟计算

在喷射压力和过量空气系数保持不变的情况下对引燃柴油量进行优化分析, 具体方案如表 5 所示。

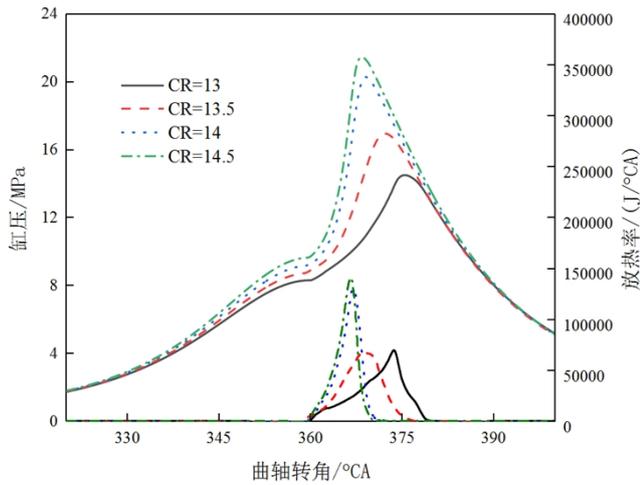
表 5 不同引燃柴油量的具体方案设置

柴油喷射压力 /MPa	过量空气系数 λ	柴油能量占比
100MPa	2.5	1%
		1.5%
		2%
		3%

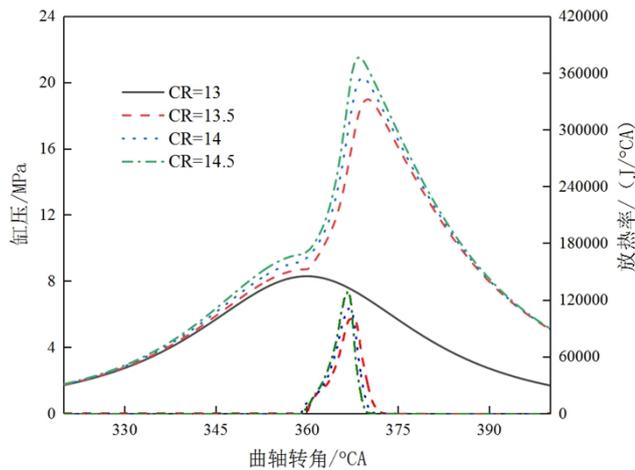
图 8 是不同引燃柴油量下各压缩比的缸压和放热率曲线, 从缸压和放热率曲线可以看出, 随着引燃柴油量的增加, 缸压的峰值更高并且放热时刻提前, 放热量更多; 在相同的压缩比下, 引燃柴油量越多, 缸压峰值越高, 放热率峰值越高。压缩比为 13 和 13.5 的案例在引燃柴油量为 1% 时未点燃, 这是由于压缩比较小导致压缩终点温度偏低, 同时引燃柴油量少, 因此未成功引燃。



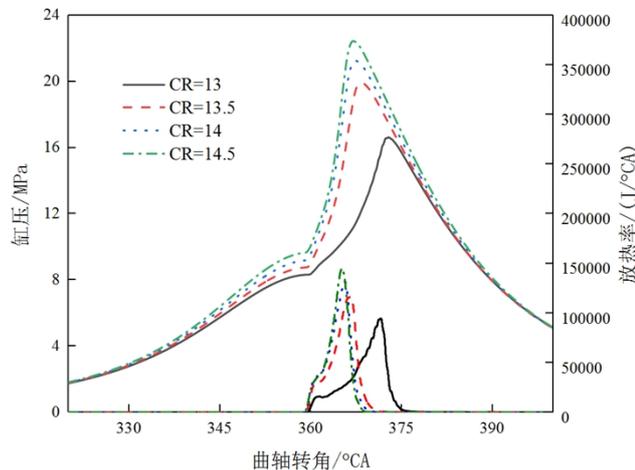
(a) 柴油能量分数为 1% 时缸压及放热率曲线



(b) 柴油能量分数为 1.5% 时缸压及放热率曲线



(c) 柴油能量分数为 2% 时缸压及放热率曲线



(d) 柴油能量分数为 3% 时缸压及放热率曲线

图 7 不同引燃柴油量下各压缩比的缸压和放热率曲线

表 6 是不同引燃柴油量下各压缩比的指示热效率对比。随着引燃柴油量的增加，在低压压缩比下，指示热效率呈现先增加后降低的趋势，在高压压缩比下呈降低趋势。高压压缩比，压缩终点温度高，用极

小的点火能量就可引燃，点火能量增加使其燃烧持续期缩短。指示热效率是循环指示功与理论总热量之比，循环指示功和实际放热量随着点火能量的增加而增加，但柴油热值低，随着柴油质量的增加，柴油能量在理论总热量中占比增加幅度增大，指示热效率降低。

表 6 不同引燃柴油量下各压缩比的指示热效率 (%)

项目	1%	1.5%	2%	3%
13	未着火	0.479	未着火	0.478
13.5	未着火	0.484	0.495	0.494
14	0.499	0.501	0.50	0.496
14.5	0.507	0.506	0.505	0.501

表 7 是不同引燃柴油量下各压缩比氮氧化物的排放特性。随着引燃柴油量的增加，氮氧化物的排放也随之增加。点火能量增加，热效率越高，缸内温度增加，燃烧更加充分，从而氮氧化物的生成也逐渐增加。

表 7 不同引燃柴油量下各压缩比的氮氧化物排放 (g/kWh)

	1%	1.5%	2%	3%
13	未着火	0.367	未着火	0.82
13.5	未着火	1.72	1.76	2.55
14	1.512	2.75	3.24	4.46
14.5	2.37	2.92	3.78	4.65

从以上可以看出，压缩比为 13 时燃烧性质不稳定，在所有成功点燃的案例中压缩比为 13.5，引燃柴油量为 1.5% 的案例最符合要求，其爆压为 16.9MPa，符合工程条件；氮氧化物排放为 1.72g/kWh，符合 Tier-III 标准；指示热效率为 48.43%，机械效率为 96%，有效热效率为 46.5%，热效率大于大部分以氢气为主要燃料的发动机^[12]，为对热效率进一步优化，在此案例上通过可变气阀定时调节有效压缩比进行优化分析。

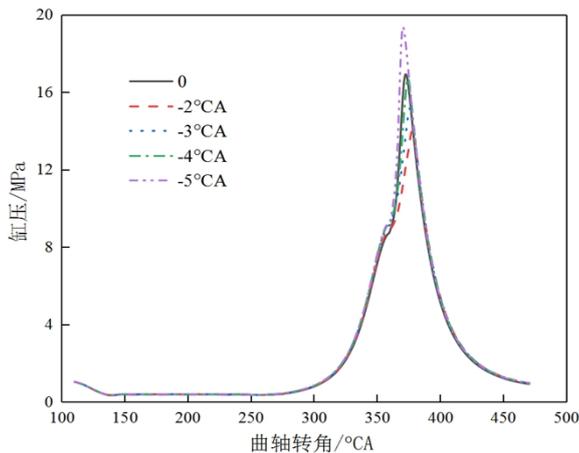
2.3 可变气阀定时调节有效压缩比模拟分析

由于二冲程发动机的排气区间为 110~275，喷氢区间为 228~240，不可避免有 2 小部分氢气从排气道溢出，同样在实际工作中内燃机也存在泄露，活塞对混合气进行压缩时，混合气不一定充满整个气缸，导致实际压缩比与几何压缩比有所区别，在内燃机工作的过程中有效压缩比起着真正作用。接下来为进一步提高发动机热效率，在压缩比为 13.5，引燃柴油量为 1.5% 的基础上对可变气阀定时调节有效压缩比进行模拟分析，具体方案如表 6 所示，其中“-”为提前关闭排气门。

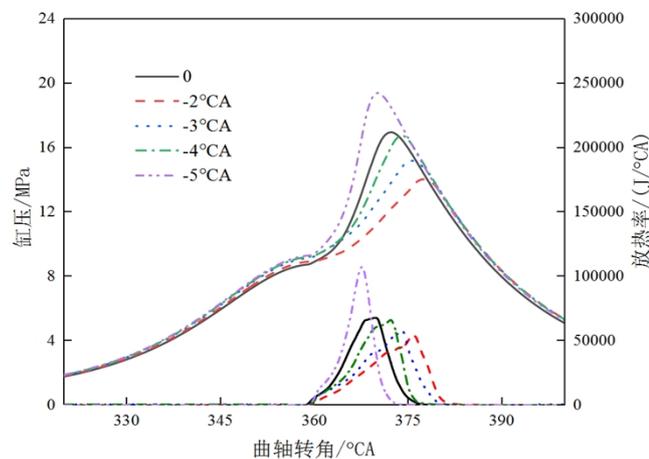
表 5 不同引燃柴油量的具体方案设置

几何压缩比	柴油能量占比	有效压缩比	提前关闭角度/ $^{\circ}\text{CA}$
13.5	1.5%	8.47	0
		8.7	-2
		8.82	-3
		8.93	-4
		9.04	-5

图 8 是不同排气门关闭时刻的压力和放热率曲线，图 9 是不同排气门关闭时刻的温度曲线，图 10 是不同排气门关闭时刻的过量空气系数变化曲线。原氢气/柴油机排气门关闭时刻为 $110\sim 275^{\circ}\text{CA}$ ，可以看出，在排气门关闭前，缸内的气流运动相同，压力曲线和温度曲线重合，排气门关闭后发生明显变化。从图 a 可以看出，在 $-2\sim -4^{\circ}\text{CA}$ 时，各排气门提前关闭角度所对应的缸压峰值都小于原机，因为排气门提前关闭使缸内混合质量变多，过量空气系数随之增大，燃烧放热率峰值降低，且滞燃期增加，波峰向后移动，所以缸压峰值在 -4°CA 前低于原氢气机。从图 9 可得，在 4°CA 之前气缸内温度低于原发动机，由于缸内残留空气量增多，燃烧放热率降低，燃烧持续期增长，从而上止点温度降低。



(a) 缸压



(b) 缸压及放热率

图 8 不同排气门关闭时刻下的缸压和放热率曲线

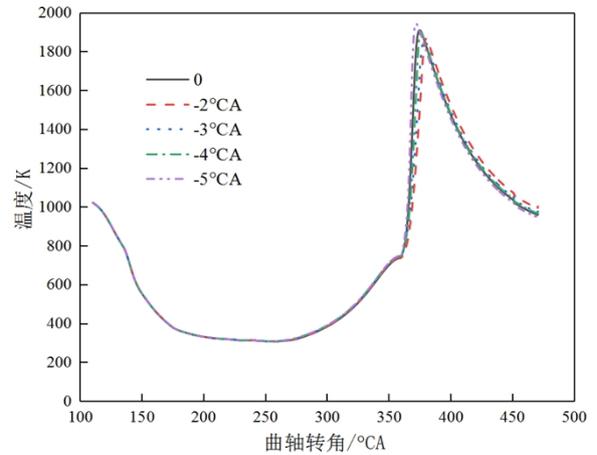


图 9 不同排气门关闭时刻下的温度曲线

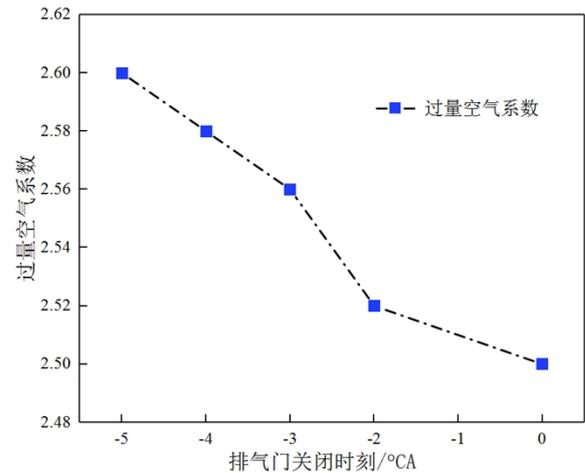


图 10 不同排气门关闭时刻下的过量空气系数变化曲线

图 11 为不同排气门关闭时刻的指示热效率。指示热效率随有效压缩比的增大而增大。排气门提前关闭，有效压缩比增大，过量空气系数在 $2.5\sim 2.6$ 之间，促进氢气的稀薄燃烧，燃烧持续期增加，指示热效率增加。图 12 是不同排气门关闭时刻的氮氧化物排放曲线。排气门提前关闭，过量空气系数增大，缸内温度降低， NO_x 排放降低。

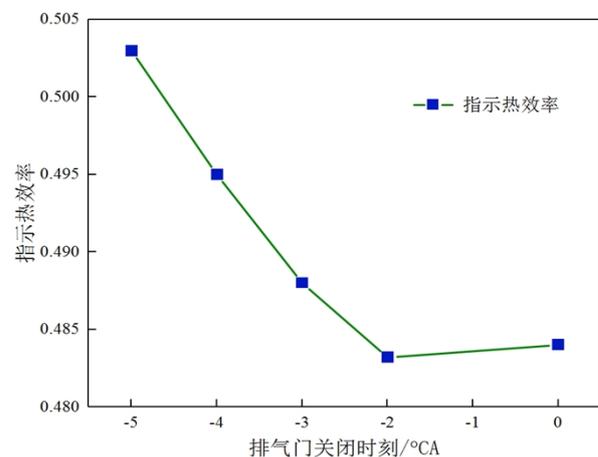


图 11 不同排气门关闭时刻下的过量空系数变化曲线

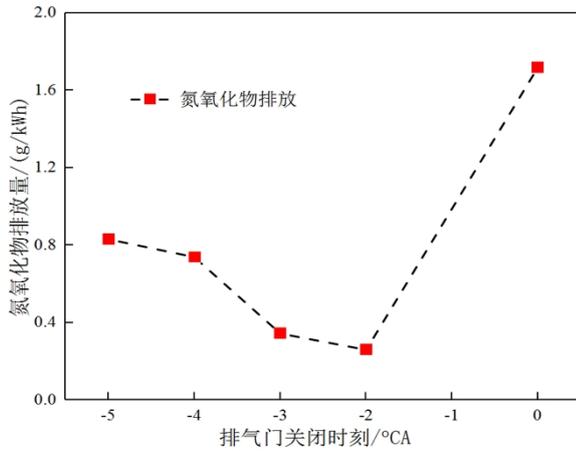


图 12 不同排气门关闭时刻下的氮氧化物排放

从以上可以看出，当排气门提前关闭 4°CA 时，发动机在燃烧和排放上据有明显优势。指示热效率增加，氮氧化物的排放由于缸内温度降低和过量空气系数的增加而减少，-4°CA 与 0°CA 的燃烧性能对比如表 6 所示。

表 6 -4°CA 与 0°CA 的燃烧性能对比

项目	爆压/MPa	指示热效率	NO _x /(g/kWh)
0°CA	16.96	48.44%	1.72
-4°CA	16.74	49.5%	0.74

2.4 缸套燃气侧传热分析

缸套是组成柴油机燃烧室的主要部件，在工作中承受着高温燃气的作用。由于缸套内燃烧过程非常复杂，各个部位工作条件不一致，使得缸套在工作中的温度场和热应力的分布比较复杂。燃料燃烧所释放的热量是导致柴油机缸套裂纹的重要因素之一。由图 9 可得，增加有效压缩比在一定程度可以降低气缸内燃气温度，因此利用 Ansys 分别对 -4°CA 与 0°CA 案例的整个工作循环进行稳态热分析。

根据二维图纸，使用三维造型软件 UG 绘制缸套的几何模型，并在保证网格精度的情况下节省计算时间，利用 ANSYS-Mesh 非结构化四面体网格进行划分，在喷气口和扫气口采用局部加密策略，得到网格单元 373098，网格节点数 583724，体网格模型如图 13 所示。



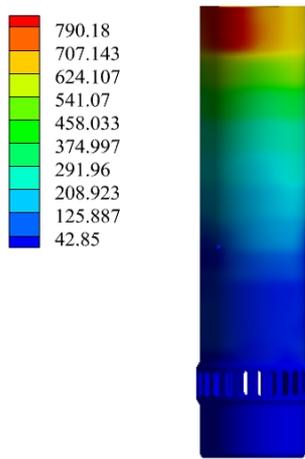
图 13 缸套有限元体网格模型

缸套的材料是 Cu-Cr-MoHT250，密度为 7800kg/m³，弹性模量为 140000MPa，热膨胀系数为 10×10^{-6} ，材料的热传导率和比热容具有温度非线性，具体属性随温度的变化情况如表 7 所示。

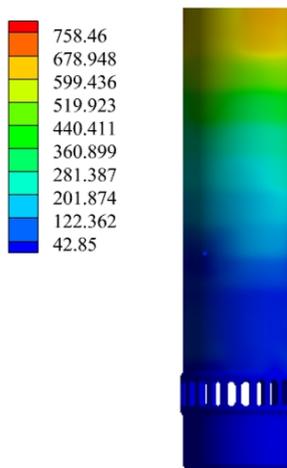
表 7 缸套的比热和热传导系数

材料名称	温度/°C	比热容 c/(J/kg·°C)	热传导率 λ/(W/m·°C)
Cu-Cr-MoHT250	20	501	53.18
	100	534	48.59
	200	550	42.13
	300	564	37.68
	400	593	35.06
	500	643	33.99
	600	732	33.41
	700	930	32.85
	762	1120	34.45
	800	816	30.82
	900	675	29.16
	1000	823	30.98

将 -4°CA 与 0°CA 案例的整个循环温度通过 CONVERGE-ANSYS 映射得到缸套的燃气侧温度分布，如图 14 所示。



(a) 0°C



(b) -4°C

图 14 0°C 与 -4°C 缸套燃气侧传热

从图中可以看出，温度在缸套上沿轴向分布，温度从缸套顶部到底部逐渐递减，且温差较大，放热主要集中在缸套上部。图 b 的最大温度比图 a 小 40°C 左右，所以在一定范围内提前关闭排气门，增大有效压缩比，可降低缸套的受热温度。

表 8 是原柴油机与改装后的双燃料机在 100% 负荷下燃烧性能对比。100% 负荷易发生爆燃，因此本文通过调整过量空气系数、几何压缩比和有效压缩比对双燃料机的动力性造成一定的限制，调整后，双燃料机的单缸有效功率是原柴油机的 87.4%，但爆压得到了控制，双燃料机的排放得到了良好的改善，并且指示热效率达到 49.5%。

表 8 原柴油机与双燃料机在 100% 负荷下燃烧性能对比

项目	爆压 /MPa	单缸有效功率/kW	NO _x /(g/kWh)	CO ₂ /(g/kWh)
柴油机	18.34	814.5	9.7	569

双燃料机	16.74	711.92	0.74	6.233
------	-------	--------	------	-------

综上所述，当压缩比为 13.5，引燃柴油量为 1.5%，爆压在发动机承受范围内，且氮氧化物的排放为 1.72 g/kWh，符合 Tier-III 标准；通过调节排气门开度提前关闭 4°CA，有效压缩比增加 0.46，气缸温度降低 40°C 左右，氮氧化物排放减少到 0.74 g/kWh，且指示热效率增长为 49.5%，所以压缩比为 13.5，引燃柴油量为 1.5%，排气区间为 110~271°CA 可作为最终优化方案。

3 结论

本文以 6EX340EF 低速二冲程船用柴油机为研究对象，完成了一维和三维仿真模型的建立于验证，并基于此型号柴油机完成了缸内直喷的氢/柴油发动机的三维模型建立，对其压缩比、引燃柴油量、有效压缩比和气缸燃气侧温度进行仿真分析，得到最优的调整方案，并与原柴油机进行了对比分析。得出的主要结论如下：

(1) 在过量空气系数为 2.5，柴油能量占比为 4% 时，对不同几何压缩比的发动机进行模拟，结果显示，压缩比为 12.5 时未超出限值，但其优化空间较小，选取压缩比为 13、13.5、14、14.5 进行引燃柴油能量占比优化。

(2) 压缩比为 13 时，发动机燃烧性质不稳定，出现未点燃的情况；压缩比为 14 和 14.5 时，指示热效率达到 50%，但其爆压均超出限值；压缩比为 13.5 和引燃柴油能量占比为 1% 时，点火能量过小，氢气未被引燃，在引燃柴油量为 2% 和 3% 时，其爆压均超过限值，当压缩比为 13.5，引燃柴油量为 1.5% 时，爆压符合工程标准。

(3) 排气门提前关闭，有效压缩比增加，过量空气系数从 2.5 增加到 2.6，燃烧持续期延长，指示热效率增加，缸内温度降低。缸套燃气侧温度沿轴向分布，从顶部逐渐递减到底部，且温差较大。模拟结果显示，提前关闭排气门 4°CA，温度比原机降低 40°C 左右，有效压缩比增加 0.46，氮氧化物排放减少到 0.74g/kWh，且指示热效率增长为 49.5%。

(4) 通过调整过量空气系数为 2.5、几何压缩比为 13.5 和有效压缩比为 8.93，调整后，双燃料机的单缸有效功率是原柴油机的 87.4%，但爆压得到了控制，双燃料机的排放在原柴油机的基础上降低了 92.4%，并且指示热效率达到 49.5%。

参考文献:

- [1] Lu, Xiuwei, Peng Geng, and Yunyue Chen. "NOx Emission Reduction Technology for Marine Engine Based on Tier-III: A Review." *Journal of Thermal Science* 29.5 (2020): 1242-268. Web.
- [2] yring V., Köhler H.W., Van A.J., Emissions from international shipping over the last 50 years and future scenarios until 2050. *Journal of Geophysical Research:Atmospheres*.30793 (accessed on May 15, 2019).
- [3] Lamas M. I., Rodríguez C. G., Emissions from marine engines and NOx reduction methods. *Journal of Maritime Research*, 2012, 1: 77-81.
- [4] Freymann, R., Eichlseder, H. The state of the art and future perspectives of the application of hydrogen IC engines[G]. *Proceedings "Engines of Sustainable Development"* .2003.
- [5] Nguyen Ducduy, Choi Young, Park Cheolwoong, et al. Effect of supercharger system on power enhancement of hydrogen-fueled spark-ignition engine under low-load condition[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020,
- [6] SARAVANAN N, NAGARAJAN G, SANJAY G, et al. Combustion analysis on a DI diesel engine with hydrogen in dual fuel mode[J]. *Fuel*, 2008, 87: 3591-3599.
- [7] Masood M, Ishrat M, Reddy A. Computational combustion and emission analysis of hydrogen-diesel blends with experimental verification. *Int J Hydrogen Energy* 2007;32:2539e47.
- [8] Midhat Talibi, Paul Hellier, Ramanarayanan Balachandran, Nicos Ladommatos. Effect of hydrogen-diesel fuel co-combustion on exhaust emissions with verification using an in-cylinder gas sampling technique, *International Journal of Hydrogen Energy*, Volume 39, Issue 27, 2014, Pages 15088-15102, ISSN 0360-3199,
- [9] Ye Yixiang, Gao Wenzhi, Li Yong, et al. Numerical study of the effect of injection timing on the knock combustion in a direct-injection hydrogen engine[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, 45(51) : 27904-27919.
- [10] Andreas Wimmer, Thomas Wallner, Graz University of Technology, Jürgen Ringler, Falk Gerbig, BMW Group Research and Technology. H2-Direct Injection - A Highly Promising Combustion Concept[J]. *SAE International*, 2005. SAE paper no. 2005-01-0108.
- [11] Karim G. Hydrogen as a spark ignition engine fuel. *Int J Hydrogen Energy* 2003;56:256e63.
- [12] 孙柏刚, 包凌志, 罗庆贺. 缸内直喷氢燃料内燃机技术发展及趋势[J]. *汽车安全与节能学报*, 2021, 12(3): 265-278.
- SUN Baigang;BAO Lingzhi;LUO Qinghe. Development and trends of direct injection hydrogen internal combustion engine technology[J]. *Journal of Automotive Safety and Energy*, 2021, 12(3): 265-278.
- [13] 侯秀芹. 低速二冲程双燃料机燃烧系统优化[D]. 大连理工大学, 2019
- [14] 曲文静, 孙洪杰, 龚震, 等. 低速二冲程氢气发动机氢气逃逸抑制及混合气质量改善[J]. *应用科技*, 2021, 48(5) :92-98.
- QU Wenjing, SUN Hongjie, GONG Zhen, FENG Liyan. Hydrogen slip inhibition and mixture homogeneity improvement of low-speed two-stroke hydrogen engine[J]. *Applied Science and Technology*, 2021, 48(5) :92-98.
- [15] Wei L. J., Geng P., A review on natural gas diesel dual fuel combustion, emissions. *Fuel Processing Technology*, 2016, 142: 264-278.