

喷射正时及掺氨比对氨/柴油低速机性能影响研究

熊仟¹, 潘聪懿¹, 史歆如¹, 刘龙¹, 傅师翊¹

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001)

Study on the effect of injection timing and ammonia energy fraction on ammonia/diesel low speed engine

XIONG Qian¹, PAN Congyi¹, SHI Xinru¹, LIU Long¹, FU Shiyi¹

(1.College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: For large-bore low speed two-stroke ammonia/diesel dual fuel marine engines, a three-dimensional numerical simulation model was established in CONVERGE, and the diesel, liquid ammonia spray and the engine model were verified based on the experimental data. The high-pressure direct injection mode was used to analyze the in-cylinder combustion of the engine under different liquid ammonia injection timing and ammonia energy fraction, and to summarize the effects of its performance and emission. The results show that the engine adopts high-pressure direct injection mode, the in-cylinder combustion is basically divided into three stages, with the advance of liquid ammonia injection timing, the combustion duration is shortened, the power output, the indicated average effective pressure and the indicated thermal efficiency are increased, the NO_x emission increases and exceeds the Tier III standard; with the increase of ammonia energy fraction, the combustion duration is extended, the power output, the indicated average effective pressure and the thermal indicated efficiency are reduced, and NO_x emissions are reduced, which gradually meet the Tier III standard. Therefore, coupled injection timing and ammonia energy fraction are required to ensure both engine performance and NO_x emissions.

摘要: 针对船用大缸径低速二冲程氨/柴油双燃料机, 利用 CONVERGE 建立三维数值仿真模型, 并依据实验数据对柴油、液氨喷雾及整机模型进行验证。基于高压直喷模式探究了液氨喷射正时及掺氨比对缸内燃烧、单缸性能及排放的影响。结果表明, 高压直喷式氨/柴油双燃料机缸内燃烧基本分为三个阶段: 随着液氨喷射正时提前, 燃烧持续期缩短, 功率输出、指示平均有效压力、热效率提高, NO_x 排放量增多, 超过 Tier III 标准; 随着掺氨比增加, 燃烧持续期延长, 功率输出、指示平均有效压力、热效率降低, NO_x 排放量减少, 逐渐符合 Tier III 标准。现有结果表明: 需要通过耦合喷射正时与掺氨比以同时保证发动机性能及 NO_x 排放。

关键词: 双燃料发动机; 高压直喷; 喷射正时; 掺氨比; 数值仿真;

Key words: dual-fuel engine; high-pressure direct injection; injection timing; ammonia energy fraction; numerical simulation;

中图分类号: TK46+4

文献标识码: A

0 概述

近年来, 世界能源消耗量不断增加, 化石燃料的消耗在带来社会效益的同时会伴随着一系列

环境问题。因此, 发展代替化石燃料的新燃料及其燃烧技术变得十分迫切。目前船舶排放的 CO₂ 占全球 CO₂ 总排放的 3.1%, 据国际海事组织在 2014 年

收稿日期: 2023-06-30

基金项目: 氨氢融合零碳多源混动系统基础研究 (T2341001)

作者简介: 熊仟 (1988-), 男, 教授, 主要研究方向为陆用电站及车船发动机的清洁燃料高效燃烧及其测控技术,

E-mail: xiong_qian@hrbeu.edu.cn;

的预测, 如果不采取行动, 到 2050 年, 国际海运产生的二氧化碳排放量增长将高达 250%^[1]。对此, 国际海事组织(IMO)提出了针对航运业发展的碳减排的时间表: 到 2030 年减少 40%、2050 年减少 50%碳排放的全球航运碳减排目标(较 2008 年)^[2]; 海洋环境保护委员会(MEPC)以 MEPC.304(72)号决议通过了《船舶温室气体减排初步战略》, 提出尽快减少船舶温室气体排放的计划^[3], 国际船东、船企等主题的碳减排要求与日俱增。降低船舶温室气体排放量只有通过技术创新的研发应用和引进新型清洁无碳的替代燃料才能实现。

氨作为其中一种替代燃料, 与氢一样不含碳元素, 但相比于氢具有更高体积能量密度、更易液化、更便于储存和运输的优点。同时, 氨的产量高, 成本低, 合成氨是全球生产最为丰富的化学品之一, 2018 年全球合成氨产量约为 2.2 亿吨, 目前氨可以很容易的通过热催化合成氨工艺(Haber-Bosch 方法)大量生产^[4], 并且可以通过将来自可再生能源的氢气与空气中分离出的氮气进行合成。据统计, 我国已经成为世界上最大的合成氨生产国, 产量约占世界总产量的 1/3, 这是我国开展氨燃料研究的一大优势。

然而, 氨作为发动机燃料存在着火困难, 层流火焰速度低, 可燃极限窄和燃烧稳定性较差的缺点^[5], 使其在压燃式发动机中需要具有 35:1 至 100:1 的压缩比^[6], 因此纯氨燃料并不适合压燃式点火。所以目前国内外对于氨燃料在发动机中应用的研究, 大体分为柴油引燃低压预混氨模式及柴油引燃高压直喷液氨两种模式。Reiter 等^[7]在氨/柴油发动机中采用进气歧管引入氨柴油缸内直喷方式, 进行其对于减少温室气体排放效果的研究试验, 结果表明, 掺氨比低于 60%时, 不会增加 NO_x 的排放, 但在该范围内, 在输出相同发动机扭矩的情况下, 增加掺氨燃料的比例, 能有效减少 CO₂ 的排放。Frankl 等人^[8]对单缸发动机的高压直喷双燃料模式进行了数值仿真, 将氨作为主燃料直接喷射入发动机气缸, 同时直喷柴油作为引燃燃料。他们发现在此模式下氨可以高效稳定燃烧。李铁^[9]等人通过数值仿真对氨/柴油发动机的高压直喷模式与低压预混模式进行了比较, 结果表明, 高压直喷模式在 NO_x, GHG 排放、氨逃逸和燃烧效率方面均优于低压预混模式。

目前对于氨/柴油双燃料机的研究主要集中在缸径较小的发动机中, 并且大部分采用了低压预混的模式, 在大缸径船用低速机中应用高压直喷模式的研究较少。因此, 本文以大缸径低转速高压直喷氨/柴油船用双燃料机为研究对象, 依据柴油喷雾、液氨喷雾, 柴油整机实验数据与氨/柴油化学反应动力学机理建立三维数值仿真模型, 分析液氨喷射正时和掺氨比对缸内燃烧、单缸性能以及 NO_x 生成的影响。

1 三维模型的建立与验证

1.1 三维仿真模型

本研究基于国产船用低速二冲程柴油机 RTX-8 建立并验证三维 CFD 模型, 发动机基本参数如表 1 所示。在 CONVERGE 软件中建立单缸发动机模型, 其几何模型为包括扫气箱和排气道的全模型, 如图 1 所示。仿真模型中所采用的子模型如表 2 所示, 缸内湍流模型采用 RNG k- ϵ 模型, 液滴破碎模型采用 KH-RT 模型, 液滴蒸发模型采用 Frossling 模型, 液滴碰撞模型采用 NTC 模型, 燃烧模型采用 SAGE 模型。

表 1 发动机基本参数

参数	值
缸径/mm	520
行程/mm	2658
发动机转速/rpm	103.2
压缩比	21.8

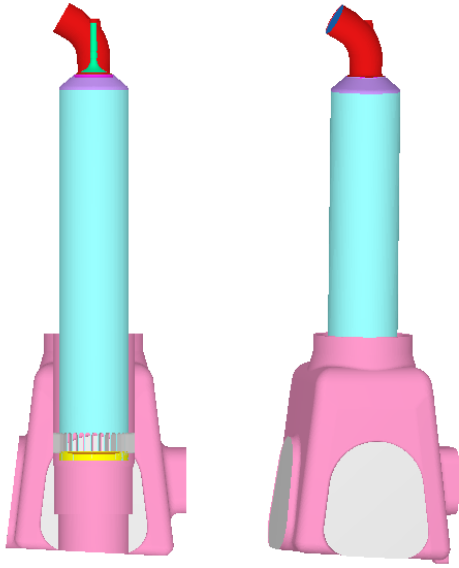


图 1 单缸发动机三维模型示意图

表 2 仿真所采用的子模型

模型	名称
湍流模型	RNG k-ε
液滴破碎模型	KH-RT
液滴碰撞模型	The NTC collision
液滴蒸发模型	The Frossling correlation
燃烧模型	SAGE

1.2 计算模型验证

本研究首先参考 Liu^[10]等人基于高环境密度情况下大孔径柴油喷雾模型对 100%负荷下柴油模式的缸压与放热率进行标定。由于船用发动机缸径较大，在标定 100%负荷工况下纯柴油模式的缸压与放热率时，经过网格无关性验证后设置基础网格尺寸为 20mm，在压缩段与燃烧段采用不同等级的自适应网格加密与固定网格加密提高仿真计算结果精度，燃烧模型中化学反应动力学机理采用 LLNL 正庚烷骨架机理^[11]，如图 2 所示的结果表明所构建的模型具有很高的预测准确度。由于液氨能量密度较柴油低，在相同喷射压力和喷孔直径下，液氨喷射持续时间更长，所以需要适当扩大孔径以缩短液氨喷射持续时间。为确保高压直喷氨喷雾模型的预测准确度，建立快速压缩膨胀机的三维仿真模型，参考基于快速压缩膨胀机的大喷孔孔径液氨喷雾的实验结果^[12]，液氨喷雾实验部分条件及标定结果如表 3 和图 3 所示，结果显示对于液氨喷雾的气相和液相贯穿距预测准确度很高。根据李铁团队对喷孔孔径和网格尺寸对液氨喷雾贯穿距计算的结果可知，网格尺寸与喷孔直径比为 1.1 至 2.1 时计算结果差距不大，因此在整机模型自适应加密三级的基础上，对于喷雾部分采用了四级固定加密以保证计算精度。将原机型中三喷油器布置方式改为如图 4 所示的氨/柴油双燃料高压直喷方式，燃料喷射方向为顺涡流方向。在氨/柴油双燃料模式下，采用 LLNL 正庚烷骨架机理和基于 Stagni 氨燃烧详细机理^[13]修正机理进行耦合，利用着火延迟等实验数据，验证了氨/柴油双燃料化学反应动力学机理，包含 139 种组分和 765 步反应^[14]。

表 3 液氨喷雾部分实验条件

参数	值
缸径/mm	220
上止点时缸内温度/K	920±10
上止点时缸内压力/bar	125±2
压缩比	20.5
孔径/mm	0.94

喷射压力/bar	530
喷雾锥角/°	24

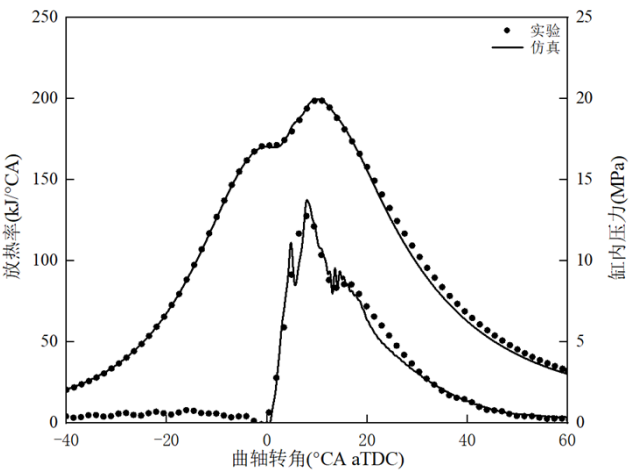


图 2 100%负荷工况下实验与仿真的整机缸压及放热率

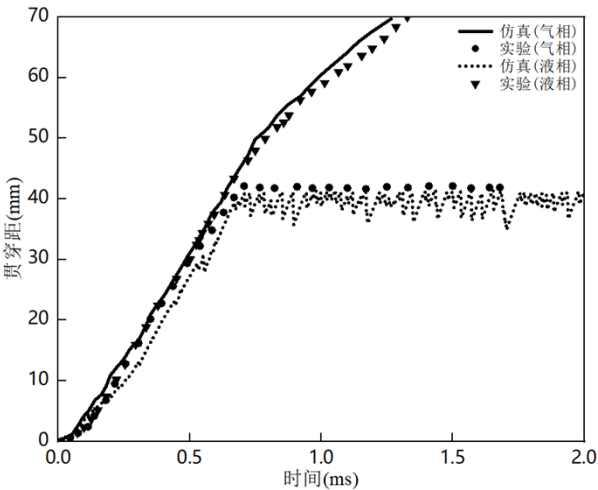


图 3 基于快速压缩膨胀机的实验与仿真的液氨喷雾液相及气相贯穿距

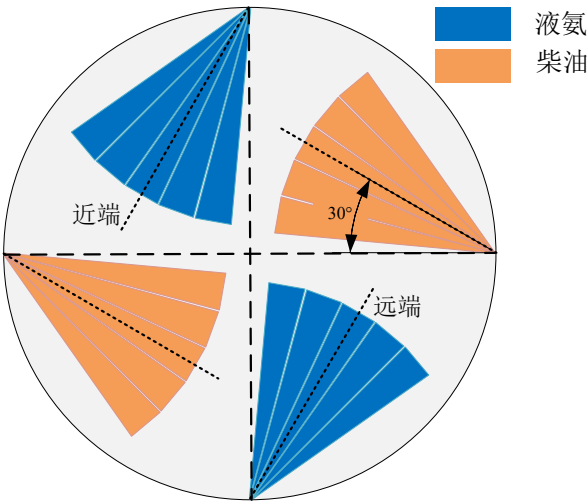


图 4 氨/柴油双燃料喷射器布置示意图

1.3 研究方案及数据分析方法

本文主要探究液氨喷射正时与掺氨比对于船用二冲程氨/柴油双燃料机的缸内燃烧、单缸性能与 NO_x 排放的影响规律，仿真条件如表4所示。

掺氨比定义为以原纯柴油机型实验中喷入柴油的总热量为基准，喷入液氨热量占总热量的百分比。CA10为燃烧开始时刻，定义为累计放热量达到总放热量10%时的曲轴转角；CA50为燃烧中心，定义为累计放热量达到总放热量50%时的曲轴转角；CA90为燃烧结束时刻，定义为累计放热量达到总放热量90%时的曲轴转角；燃烧持续期定义为CA10与CA90对应曲轴转角之差。

表4 高压直喷氨/柴双燃料模式下的仿真条件

参数	值
掺氨比(%)	90/95/97
柴油喷射时刻($^{\circ}\text{CA}$ aTDC)	0.4
柴油喷射持续期(deg)	2/1.05/0.94
液氨喷射时刻($^{\circ}\text{CA}$ aTDC)	1/-3/-5
液氨喷射持续期(deg)	38.5/40.7/41.5
柴油喷孔直径(mm)	1
柴油喷射压力(MPa)	60
液氨喷孔直径(mm)	1.3
液氨喷射压力(MPa)	80
柴油喷射量(g/cycle)	6.28/2.1/0.42
液氨喷射量(g/cycle)	129.72/136.92/139.8

2 仿真结果与讨论

2.1 液氨喷射正时对缸内燃烧、单缸性能及 NO_x 排放的影响

图5与图6分别为不同液氨喷射正时条件下的缸内压力与放热率。随着液氨喷射正时提前，缸内压力第一个拐点出现时刻越滞后，最高爆发压力越高。根据放热率曲线，液氨喷射正时在上止点后时，缸内燃烧共分为三个燃烧阶段：第一阶段为柴油扩散燃烧；第二阶段为柴油火焰引燃部分预混氨燃烧；第三阶段为氨扩散燃烧。液氨喷射正时在上止点前时，其第一阶段略有不同，为柴油与氨混合气被压燃，因此第一阶段和第二阶段重叠，当液氨喷射正时提前时，综合第一阶段和第二阶段的放热明显更为剧烈。

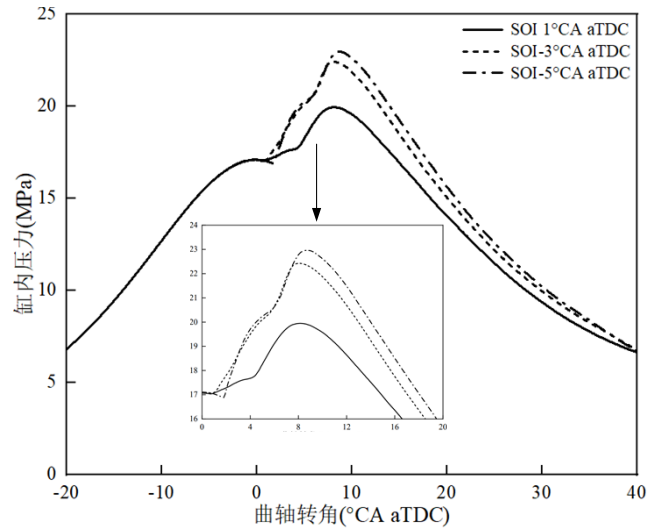


图5 不同液氨喷射正时下的缸压

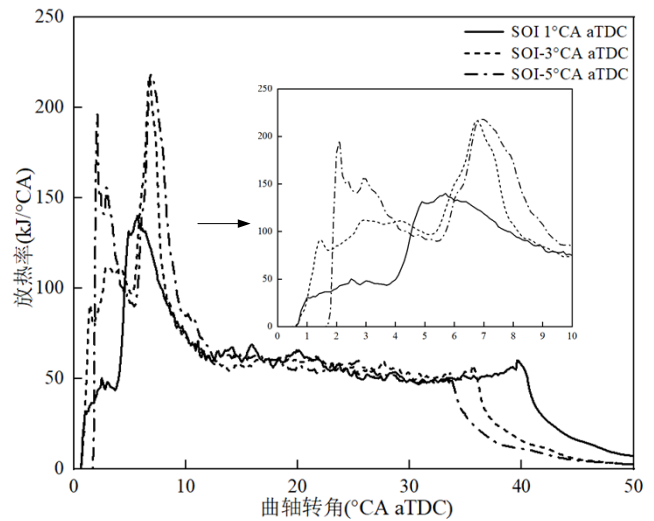


图6 不同液氨喷射正时下的放热率

根据图7所示不同液氨喷射正时条件下温度分布图，液氨喷雾从开始喷射时刻经历约4deg曲轴转角后撞壁，此时喷雾前端混合气已达柴油喷射器附近。液氨喷射正时为 1°CA aTDC时，柴油火焰在液氨喷雾到达柴油喷射器附近前，已将远端液氨喷雾引燃，缸内瞬时放热率逐渐升高并达到峰值。液氨喷射正时为 -3°CA aTDC时，柴油火焰引燃附近液氨喷雾并携带部分氨继续燃烧，随着火焰传播将远端液氨喷雾引燃。液氨喷射正时为 -5°CA aTDC时，柴油喷射器附近区域在柴油喷射前已有大量的氨/空气混合气聚集在附近并与缸内空气进行强烈换热，导致在柴油喷出后有较明显的着火延迟。在上止点后喷射液氨明显较在上止点前喷射液氨更早引燃远端液氨喷雾。

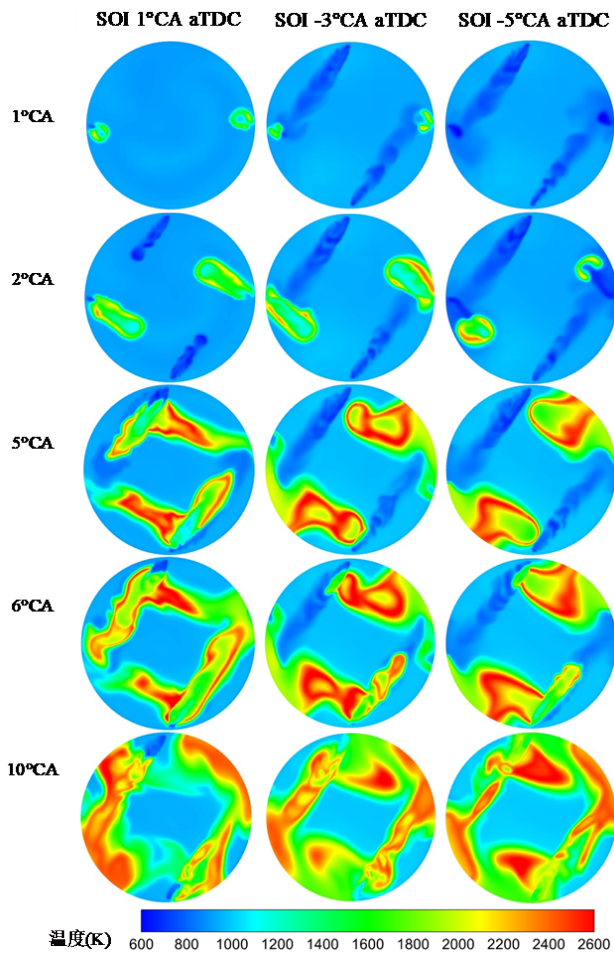


图7 不同液氨喷射正时温度分布

根据图8所示不同液氨喷射正时在各燃烧阶段温度、 NO_x 、当量比分布图，由于燃料顺涡流方向喷射，CA10的高温区主要分布在燃料喷射方向的右侧，表明着火也首先发生在这一位置。液氨喷射正时越提前，在CA50时的高温区面积越大，放热越剧烈，CA50越提前。只有当液氨喷射正时在上止点前时，CA90处于液氨喷射持续期内，所以随着液氨喷射正时提前，燃烧持续期逐渐缩短。结合 NO_x 与温度分布图，高温区是产生 NO_x 最多的区域，在上止点前喷射液氨的 NO_x 生成量在燃烧初期占更大比例，而上止点后喷射液氨的 NO_x 生成量在燃烧中期占更大比例。除温度外，当量比对 NO_x 的形成与还原也有重要影响， NO_x 含量在燃烧后期明显降低，且在当量比较高区域， NO_x 含量较少，可以推断，在燃烧后期， NO_x 与未燃氨在缸内发生还原反应，且主要集中在当量比较高的区域。

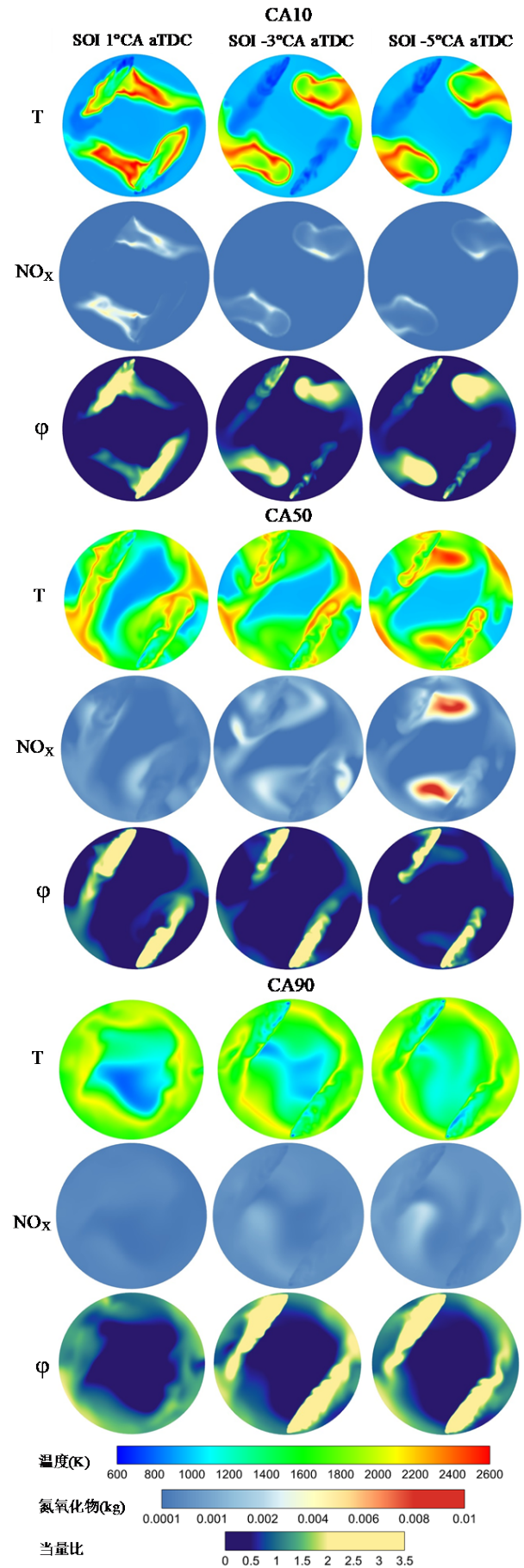


图8 不同液氨喷射正时各燃烧阶段温度、 NO_x 、当量比分布
根据图9所示不同液氨喷射正时条件下关于发

动机单缸性能参数与 NO_x 排放，液氨喷射正时提前会使燃烧持续期缩短，在膨胀冲程产生功更多，有更高的功率输出、指示平均有效压力和指示热效率，但会使 NO_x 排放略微增多。

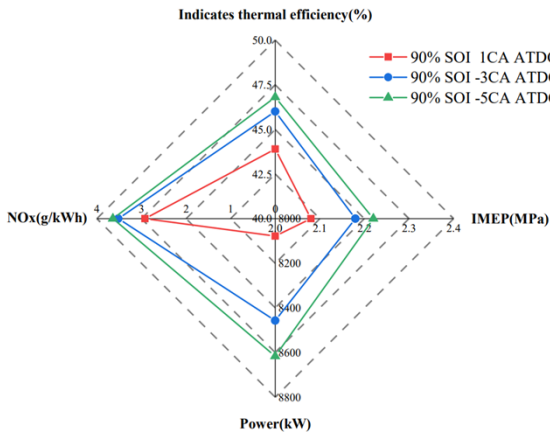


图 9 不同液氨喷射正时下发动机单缸性能与 NO_x 排放

2.2 掺氨比对缸内燃烧、单缸性能及 NO_x 排放的影响

图 10 与图 11 分别展示了在不同掺氨比条件下缸内压力与放热率。随着掺氨比的增加，缸内最高爆发压力明显降低，放热率曲线趋于平滑，缸内燃烧第二阶段与第三阶段瞬时放热峰值差距逐渐缩小。

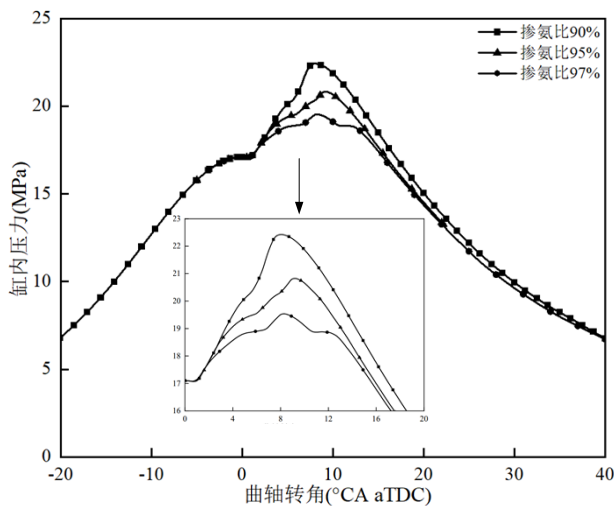


图 10 不同掺氨比下的缸压

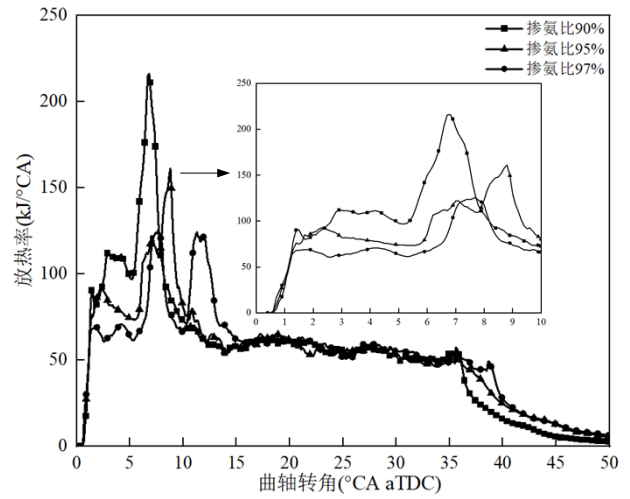


图 11 不同掺氨比下的放热率

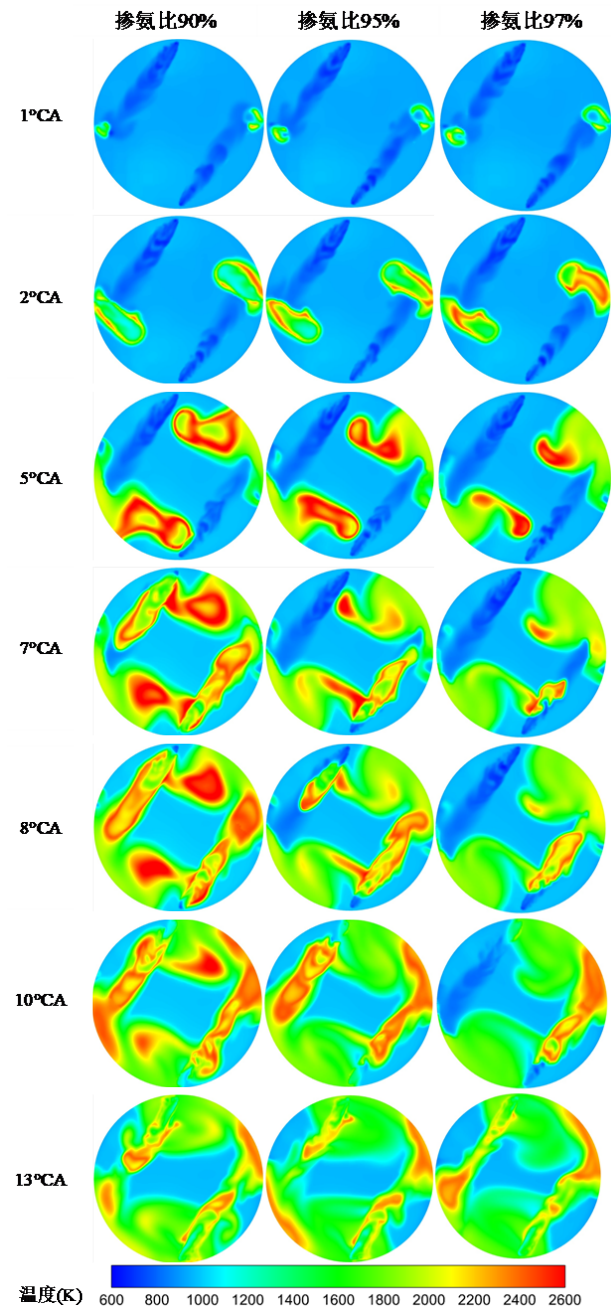


图 12 不同掺氨比下的温度分布

根据图 12 所示不同掺氨比条件下温度分布, 随着掺氨比增加, 柴油喷射量减少, 喷射持续期缩短, 获得动量减少导致氨/柴油火焰的传播速度不断降低, 使远端氨喷雾被引燃时刻延后, 且在火焰传播过程中受到缸内涡流影响程度逐渐增大, 火焰向缸内扩散面积更大, 缸内温度分布更均匀, 平均温度更低。在火焰传播过程中, 可以看到明显的不对称现象, 即两束氨喷雾被引燃时刻不同, 根据图 13 所示上止点时缸内流线图, 在喷射器中心截面内, 缸内涡流分布不均匀, 其涡流中心点稍向左下偏移, 导致从左向右传播的火焰更先一步引燃其远端氨喷雾, 在掺氨比最大的条件下尤为明显, 在放热率曲线上也出现双峰现象。

根据图 13 所示不同掺氨比在各燃烧阶段温度、 NO_x 、当量比分布, 随着掺氨比增加, CA10 时刻高温区面积减小, 并向中心位置移动, 进一步说明动量及涡流对于火焰传播的影响; CA50 时刻缸内温度分布更均匀, 产生 NO_x 更少。在燃烧后期, 由于在燃烧持续期内, 掺氨比更高的条件下生成的 NO_x 总量已经减少, 此时缸内存在未燃氨量更大, 当量比较高的区域面积也越大, 还原反应更加剧烈, 使得最终在排气阀开启前, 缸内剩余 NO_x 量更低。

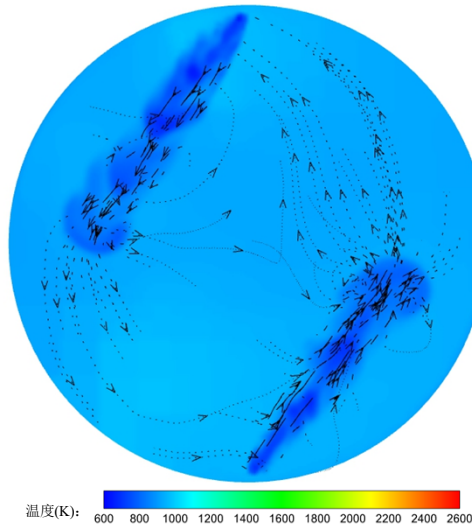


图 13 上止点时缸内流线

根据图 14 所示不同掺氨比在各燃烧阶段温度、 NO_x 、当量比分布, 随着掺氨比增加, CA10 时刻高温区面积减小, 并向中心位置移动, 进一步说明动量及涡流对于火焰传播的影响; CA50 时刻缸内温度分布更均匀, 产生 NO_x 更少。在燃烧后期, 由于在燃烧持续期内, 掺氨比更高的条件下生成的 NO_x 总量已经减少, 此时缸内存在未燃氨量更大, 当量比较高的区域面积也越大, 还原反应更加剧烈, 使得最终在排气阀开启前, 缸内剩余 NO_x 量更低。

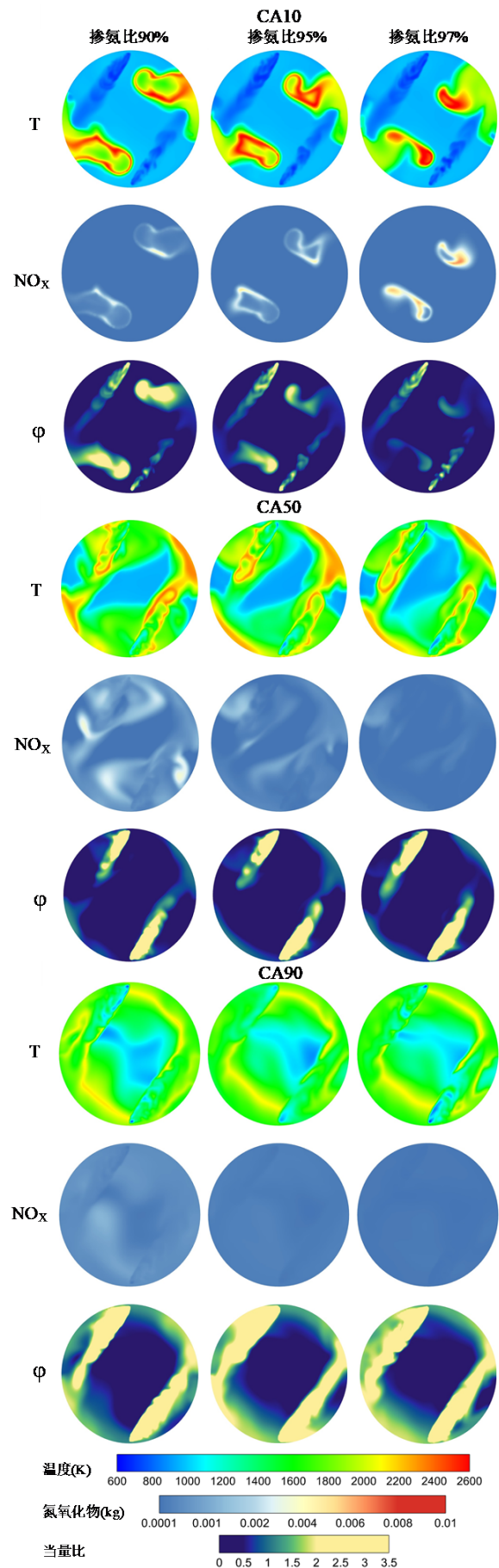


图 14 不同掺氨比各燃烧阶段温度、 NO_x 、当量比分布
根据图 15 所示不同掺氨比条件下关于发动机单

缸性能参数与 NO_x 排放的对比, 提高掺氨比会延长燃烧持续期, 在膨胀冲程产生功的量, 功率输出、指示平均有效压力和热效率均降低, 但会使 NO_x 排放量大幅减少。

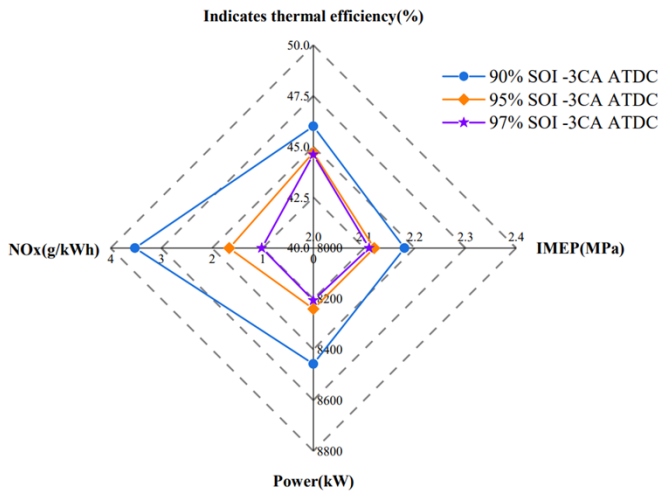


图 15 不同掺氨比下发动机单缸性能与 NO_x 排放

3 结论

(1) 在大缸径船用二冲程双燃料机中采用缸内高压直喷方式喷射液氨, 缸内燃烧主要分为柴油扩散燃烧、柴油火焰引燃部分预混氨燃烧、氨扩散燃烧等三个阶段; 掺氨比一定时, 随着液氨喷射正时提前, 缸内最高爆发压力升高, 燃烧相位提前, 燃烧持续期缩短, 功率输出提高, NO_x 排放量升高, 逐渐超过 Tier III 标准。

(2) 液氨喷射正时一定时, 随着掺氨比增大, 火焰传播速度受柴油喷雾影响比例降低, 受缸内涡流影响比例增大, 燃烧持续期延长, 功率输出减少, NO_x 排放量降低, 逐渐符合 Tier III 标准。

参考文献:

- [1] International Maritime Organization (IMO). Third IMO GHG Study 2014[Z]: London, UK, IMO, June 2014.
- [2] 申之峰, 张华, 康争光. 江苏发展零碳氨燃料动力船舶的思考[J]. 科技中国, 2022(7):6.
- [3] 刘伟, 王琮, 郭娅, 等. 氨燃料在船舶行业应用及标准需求研究[J]. 中国标准化, 2021(18):5.
- [4] Cha J, Park Y, Brigljević B, et al. An efficient process for sustainable and scalable hydrogen production from green ammonia[J]. Renew Sustain Energy Reviews, 2021, 152.
- [5] Hideaki Kobayashi et al Science and technology of ammonia combustion[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2019, 37(1): 109-133.
- [6] DIMITRIOU P, JAVAID R. A review of ammonia as a compression ignition engine fuel [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2020, 45(11):7098-7118.
- [7] Aaron J. Reiter and Song-Charng Kong. Combustion and emissions characteristics of compression-ignition engine using dual ammonia-diesel fuel[J]. Fuel, 2010, 90(1): 87-97.
- [8] Frankl S, Gleis S, Karmann S, et al. Investigation of ammonia and hydrogen as CO₂-free fuels for heavy duty engines using a high pressure dual fuel combustion process [J]. Int J Engine Res 2021;22(10): 3196-208
- [9] Li T, Zhou X, Wang N, Wang X, Chen R, Li S, et al. A comparison between low- and high-pressure injection dual-fuel modes of diesel-pilot-ignition ammonia combustion engines [J]. J Energy Inst 2022; 102: 362-373.
- [10] Liu L, Fu S, Han C. Investigation on diesel spray flame evolution and its conceptual model for large nozzle and high-density of ambient gas[J]. Fuel, 2023, 339: 127357.
- [11] Mehl M, Pitz W J, Westbrook C K, et al. Kinetic modeling of gasoline surrogate components and mixtures under engine conditions[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2011, 33(1): 193-200.
- [12] Scharl V, Lackovic T, Sattelmayer T. Characterization of ammonia spray combustion and mixture formation under high-pressure, direct injection conditions[J]. Fuel, 2023, 333: 126454.
- [13] Stagni A, Cavallotti C, Arunthanayothin S, et al. An experimental, theoretical and kinetic-modeling study of the gas-phase oxidation of ammonia[J]. Reaction Chemistry & Engineering, 2020, 5(4): 696-711.
- [14] He X, Shu B, Nascimento D, et al. Auto-ignition kinetics of ammonia and ammonia/hydrogen mixtures at intermediate temperatures and high pressures[J]. Combustion and Flame, 2019, 206: 189-200.