

氨燃料部分预裂解对预燃室射流点火氨发动机 燃烧及温室气体排放的影响

高源鑫, 冯永明, 王煜淞, 朱元清

(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001)

Effects of Partial Pre-Decomposition of Ammonia Fuel on Combustion and Greenhouse Gas Emissions in a Pre-Chamber Jet Ignition Ammonia Engine

GAO Yuanxin, FENG Yongming, WANG Yusong, ZHU Yuanqing

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

Abstract: Based on an ammonia engine system that utilizes exhaust gas waste heat to achieve partial fuel pre-decomposition, an ammonia decomposition reactor simulation model was established, and numerical simulation of a pre-chamber jet ignited large-bore marine gas engine was carried out on the basis of model-predicted ammonia conversion rate. The impact of fuel decomposition ratio on the combustion of pre-chamber ammonia engines and greenhouse gases (GHGs) emissions were investigated. Furthermore, oxygen enrichment measures were implemented in the low decomposition ratio case, characterized by poor engine performance yet stable ammonia conversion rates in the decomposition reactor, to investigate the impact of oxygen enrichment conditions on ammonia engine performance. It is found that the increase of both decomposition ratio and oxygen volume ratio contributes to the enhancement of fuel mixture combustion, with the indicated thermal efficiency of the engine reaching 48.98% and N_2O emission reduced to 0.39 g/(kW·h) at 7.5% decomposition ratio, while similar engine performance can be achieved by increasing the oxygen volume ratio to 27% (2.5% decomposition ratio). However, the significant increase in NO_x emissions may limit the ability to achieve better engine performance by further increasing the decomposition ratio and oxygen volume ratio. In addition, the maximum reduction in GHGs emissions in the 10.0% decomposition ratio case is estimated to be about 64.2% through full life cycle GHGs emissions.

摘要: 基于一种利用废气余热实现部分燃料预裂解的氨发动机系统,建立了氨裂解器仿真模型,以此仿真模型预测的氨转化率为基础对一台预燃室射流点火的大缸径船用气体机进行了数值仿真,研究了燃料裂解比例对预燃室式氨发动机燃烧及其温室气体排放的影响,并对发动机性能不佳但裂解器氨转化率稳定的低裂解比例方案辅以富氧措施,探究了富氧条件对氨发动机性能的影响。研究发现,裂解比例和氧气比例的提高均有助于增强燃料混合气的燃烧,在7.5%裂解比例下发动机指示热效率达到48.98%, N_2O 排放降至0.39 g/(kW·h),而通过将氧气体积比提高至27%(2.5%裂解比例)也可以达到相近的发动机性能。但 NO_x 排放的明显上升可能会限制通过进一步提高裂解比例和氧气比例来获得更好的发动机性能。此外,通过全生

第二十七届中国科协年会学术论文

收稿日期: 2025-02-05

修回日期: 2025-03-25

基金项目: 中央高校基础科研基金项目(3072022JC0305)

Foundation Item: Fundamental Research Funds for the Central Universities (3072022JC0305)

作者简介: 高源鑫(1999—),男,博士生,主要研究方向为内燃机的燃烧及排放控制, E-mail: yuanxingao@hrbeu.edu.cn;

冯永明(通信作者), E-mail: fengyongming@hrbeu.edu.cn。

命周期温室气体排放估计,在10%裂解比例方案下最多可减少约64.2%的温室气体排放。

关键词: 预燃室发动机;氨燃料预裂解;富氧强化;燃烧;数值模拟

Key words: pre-chamber engine; ammonia fuel pre-decomposition; oxygen enrichment; combustion; numerical simulation

DOI: 10.13949/j.cnki.njgc.2025.03.007

中图分类号: TK432

0 概述

航运由于其运输成本低、运输能力大、覆盖范围广及航线灵活等优点,占据了全球80%以上的贸易量^[1]。但大多数船舶都要依靠燃烧化石燃料的内燃机进行推进和供电,产生了大量的温室气体(greenhouse gases, GHGs)排放。据相关数据显示,航运业在2022年的GHGs排放量约占全球GHGs总排放量的2.8%,超过了日本一个国家2022年的GHGs排放量^[2-4]。而如此大量的GHGs排放,也会加剧全球变暖的趋势,进而导致大量的气候灾难发生。

为了减少航运业发展所带来的大量的碳排放,国际海事组织(International Maritime Organization, IMO)海上环境保护委员会(Marine Environment Protection Committee, MEPC)对GHGs的排放制定了相关的战略,来严格限制国际航运业GHGs的排放。在2023年IMO MEPC第80次会议通过的《2023年IMO船舶温室气体减排战略》中要求世界各国应采取行动,大幅度降低航运温室气体的排放,力争在2050年前后实现温室气体的净零排放。同时,该战略也明确规定了替代燃料和脱碳技术的应用,即2030年时零或净零GHGs排放的技术、燃料和能源的应用在国际海运中的占比至少达到5%,力争达到10%^[5]。国际航运业正在积极采取行动来降低船舶的碳排放。

当前,采用清洁的低碳或零碳燃料已代替传统的化石燃料成为了船舶碳减排技术研究的重点。使用这些清洁燃料可以从能源消耗的源头上解决CO₂排放的问题,是最具发展潜力的技术措施^[6-7]。在这些替代燃料中,氨和氢作为燃烧下游不会生成碳的无碳燃料备受关注。其中氢被认为是目前来说最绿色的燃料,其燃烧产物只有水,燃烧速度快,可燃范围广,但是目前氢气存在生产成本较高、体积能量密度偏低、液化困难,及氢脆等储存运输问题,导致其应用存在困难^[8]。而氨作为另一种不含碳的替代燃料,在压力超过 8.6×10^5 Pa时室温下仍能保持液态,体积能量密度更高,运输与储存较为安全,并且也可利用可再生能源进行合成^[9]。然而,采用氨作为内燃机燃料虽然可以有效地降低船舶碳排放,但

氨囿于自身点火温度高、可燃范围有限及燃烧速度慢的性质,在发动机中使用可能会面临点火困难和燃烧不完全等问题^[10]。通过将氨与其部分裂解生成的富氢气体进行掺混,则可以有效地强化氨在发动机中的燃烧,进而改善发动机性能。

已经有专家对氨/氢燃料对发动机的影响进行了研究。文献[11]中在一台火花塞点燃(spark igniting, SI)发动机上使用氨/氢混合物作为燃料展开了研究,其研究发现,燃料混合物中的氢气体积分数达到10%时发动机的效率和平均有效压力最高,并且通过提高压缩比可以减少进气稀释的影响。文献[12]中研究了不同负荷控制策略对以氨/氢混合物为燃料的发动机的影响,其结果表明对进气可变气门正时进行定性控制和调节,可为氨/氢发动机提供宽广的制动平均有效压力调节范围,同时在大多数条件下保持超过37%的制动热效率。文献[13]中在一台SI发动机上通过氨裂解生成的氢气研究了氨/氢混合燃料对燃烧过程的影响,结果表明通过废气余热和电加热的联合使用可以保证氨裂解反应器中的高转化率,并且混合后的燃料在3 000 r/min以上可以达到或超过汽油模式下的制动热效率和更低的NO_x排放。文献[14]中在一台SI发动机中就不同氢气比例、当量比、进气压力对氨/氢双燃料发动机性能的影响进行了试验研究,指出在氨燃料中添加20%体积比例的氢气可以减少氨发动机的循环变动,避免失火。文献[15]中在一台SI发动机上研究了富氢重整气对发动机燃烧及排放的影响,结果表明,氨发动机需要7.5%~10.0%的重整率来获得较高的发动机热效率。

综上所述,目前已有部分专家开展了氨/氢双燃料对发动机影响的研究,但目前的研究中氢主要来源于离线供应(氢储罐),这种具有较高储存成本和较大储存空间需求的方案,不适合在船上应用。而可以解决这一问题又能提高系统效率的废热在线制氢方案研究较少,对发动机燃烧特性和GHGs减排效果尚不明确。基于此,本文中首先提出了一种利用废气余热实现部分燃料预裂解的氨发动机系统,并建立氨裂解反应器模型,进而在一台大缸径主动式预燃室发动机上开展以氨/氨裂解气作为燃料的三维

仿真研究,分析了裂解比例和氧气比例对发动机燃烧特性和 GHGs 排放的影响。本研究可为采用部分预裂解的大缸径预燃室式氨发动机的设计提供指导。

1 仿真模型的建立及验证

由于本文中所采用的裂解反应器主要通过发动机废气余热供能,因此需要将裂解反应器合理地布置于氨发动机的进排气系统中来保证系统的稳定运行。在该系统中,低温的液氨首先通过涡轮后的排气加热至室温,然后将需要进行裂解的氨气通过来自裂解反应器的高温废气加热至裂解反应器中的反应温度,加热后的氨气在裂解反应器中从部分涡轮前废气中吸热完成裂解反应,最终通过冷却进入到发动机中。此外,考虑到裂解反应导致废气温降会影响氨的转化率,在裂解反应器中还额外布置了相变材料和电加热设备。部分燃料预裂解氨发动机系统布置和裂解反应器的结构示意图如图 1 所示。

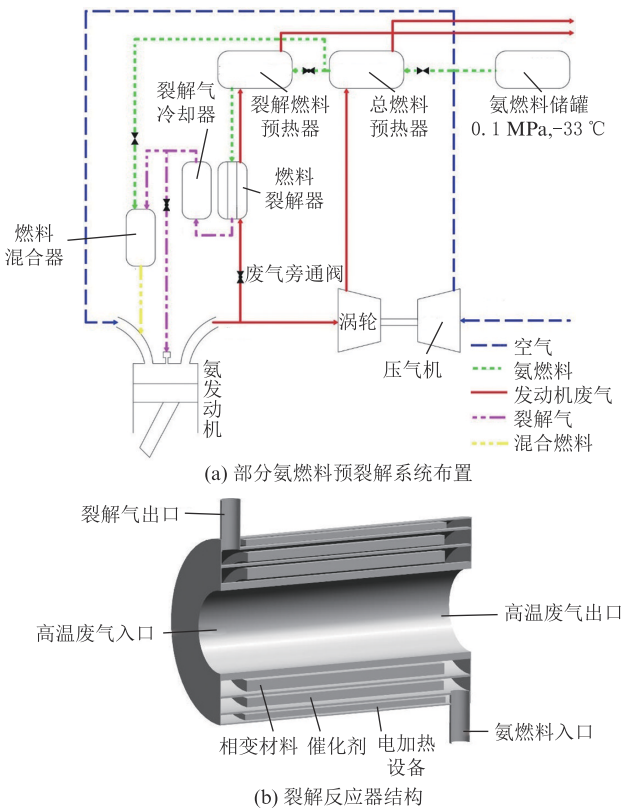


图 1 部分燃料预裂解氨发动机系统及裂解反应器结构示意图
Figure 1 Schematic diagram of partial fuel pre-decomposition ammonia engine system and decomposition reactor structure

1.1 模型的建立

研究对象为 8M23G 主动式预燃室发动机,主要应用于船舶动力推进与分布式发电领域。该发动机

采用复合进气的方式,即在进气道内配有燃气喷射阀进行主要燃料的供应,同时在预燃室顶部配有额外的加浓喷射管道进行独立进气。该发动机为 8 缸,搭载水冷设施,配置有废气涡轮增压系统的大缸径天然气发动机,具体的发动机参数见表 1。

表 1 8M23G 预燃室发动机基本参数
Table 1 Basic parameters of 8M23G pre-chamber engine

项目	参数
缸径/mm	230
行程/mm	320
压缩比	13
单缸标定功率/kW	200(1 000 r/min)
容许最高燃烧压力/MPa	14

根据发动机的几何参数,本文采用 CONVERGE 软件建立三维仿真模型,仿真模型如图 2 所示。将发动机三维仿真模型基础网格尺寸设置为 5 mm,并在该尺寸的基础上,对预燃室、主燃室、喷嘴及火花塞等位置进行了网格的固定加密和自适应加密。在计算过程中,最大固定加密 6 级(火花塞处);同时,自适应加密级 4 数,且限制最大网格数量不超过 100 万,这种网格尺寸的设定方法既可以节省仿真计算的时间,同时也能保证一定的计算精度。

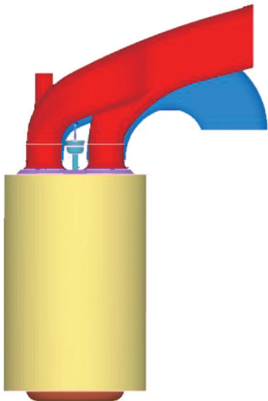


图 2 发动机三维计算模型
Figure 2 Three-dimensional calculation model of the engine

为了更好地模拟气体机缸内强瞬变、多尺度、强压缩、强旋转和非定常的流动过程,湍流模型选用基于重整群理论修正后的 RNG $k-\epsilon$ 模型;并采用 SAGE 详细化学反应动力学求解器计算缸内燃料的燃烧过程,计算所使用的化学动力学机理则是采用 Glarborg 机理的氨子机理^[16]、Konnov 的氢气机理^[17]、Alturaifi 的氨热解机理^[18]进行合并并简化得到的 25 个物种 164 个反应的氨/氢反应机理,该机理在点火延迟时间、层流火焰速度和氨热解等方面的预测相较于当

前部分已发表的简化氨/氢机理有了不同程度的优化。

本研究中考考虑利用发动机废气余热来实现氨燃料部分预裂解,进而实现氨发动机性能的强化。选用文献[19]中所研究的 Ni-Ru 双金属催化剂的反应数据,并使用 GT-SUITE 软件建立一维氨裂解反应器的仿真模型,仿真模型如图 3 所示。

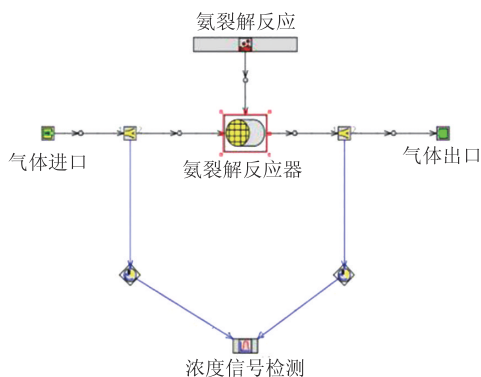


图3 氨裂解反应器一维仿真模型

Figure 3 One-dimensional simulation model of the ammonia decomposition reactor

1.2 模型的验证

为了确保对气体机流动和燃烧过程模拟的准确性,需要对所建立的仿真模型进行验证。本文在 100% 工况下,对天然气发动机仿真模型计算得到的结果与试验值进行对比,如图 4 所示。结果表明,三维仿真的缸内压力与试验结果吻合良好,仿真预测值和试验值的误差在 5% 以内。

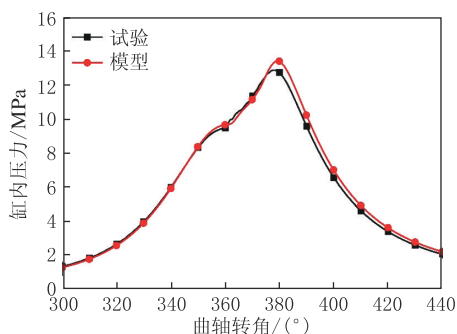


图4 100% 负荷下仿真缸压与试验缸压的对比

Figure 4 Comparison between simulation calculation results and experimental values under 100% load

为了确保简化后的机理对混合气燃烧情况预测的准确性,利用 CHEMKIN 软件进行氨/氢混合燃料的基础燃烧特性预测,并与发动机具有相近氨/氢比例条件下的试验数据(文献[20]中在激波管中测量的氨/氢混合气着火延迟时间、文献[21]中在热通

量燃烧器中测量的氨/氢混合气层流火焰速度及文献[18]中的氨热解数据)进行了对比,如图 5 所示。为便于表示,将氢气体积占混合燃料总体积的百分比定义为 X_{H_2} ,混和气的压力、温度及当量比分别记为 p 、 T 、 ϕ 。结果表明,本文所采用的简化机理对混合气在着火延迟时间和层流火焰速度上的预测值与试验数据吻合良好,虽然部分工况下存在一定的偏差,但与目前两种已经发表的氨/氢机理(Li 机理^[22]和 Okafor 机理^[23])的预测情况相近。并且由于合并的机理含有热解的相关反应,本文所采用机理在氨热解的预测上也较为准确。

为了确保搭建的裂解反应器模型对氨转化率预测的准确性,将模型的预测氨转化率与文献[19]中在固定床反应器中测量的氨转化率进行了对比,如图 6 所示。结果表明,在 500 °C 与 550 °C 时与试验数据一致性良好,在 450 °C 存在一定的偏差,但也在一定程度上反映了氨转化率的变化趋势。

综上所述,本文所搭建的仿真模型和反应机理的预测值与试验数据的一致性较好,可以支持后续的发动机燃烧仿真研究。

1.3 模拟工况的设定

为探究混合气中裂解气浓度对氨发动机的影响,定义裂解比例 R_{dec} 来表示主燃室燃料中参与裂解的燃料量,如式(1)所示。

$$R_{dec} = \frac{m_{dec}}{m_{tot}} \times 100\% \quad (1)$$

式中, m_{dec} 为主燃室燃料中通入到裂解反应器中的氨燃料质量; m_{tot} 为供给的总氨燃料质量。

由于通入到裂解反应器中的氨并不会完全裂解,定义氨转化率 η_{NH_3} 来表示裂解反应器中的裂解效率,如式(2)所示。

$$\eta_{NH_3} = \left(1 - \frac{m_{out}}{m_{dec}}\right) \times 100\% \quad (2)$$

式中, m_{out} 为裂解反应器排出的氨燃料质量。

为研究富氧条件对发动机燃烧及排放特性的影响,定义氧气体积比 R_{O_2} 来表示发动机中富氧的程度,如式(3)所示。

$$R_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{O_2} + V_{N_2}} \times 100\% \quad (3)$$

式中, V_{O_2} 为富氧空气中的氧气体积; V_{N_2} 为富氧空气中的氮气体积。

在 GHGs 减排的过程中,只关注燃料下游(燃烧后)的 GHGs 并不足够,对于燃料生产和运输过程也同样会产生 GHGs 排放,因此定义全生命周期

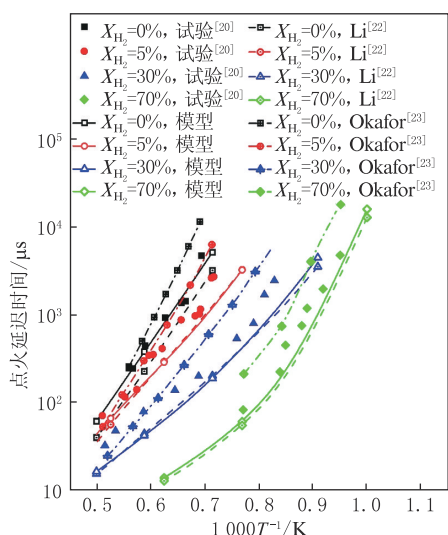
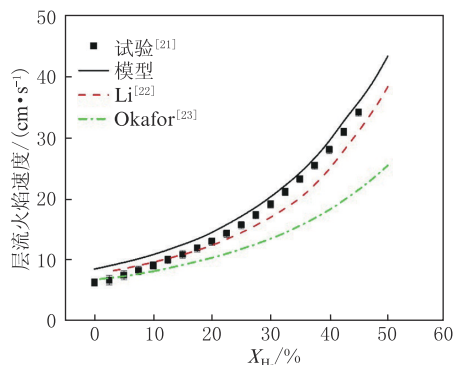
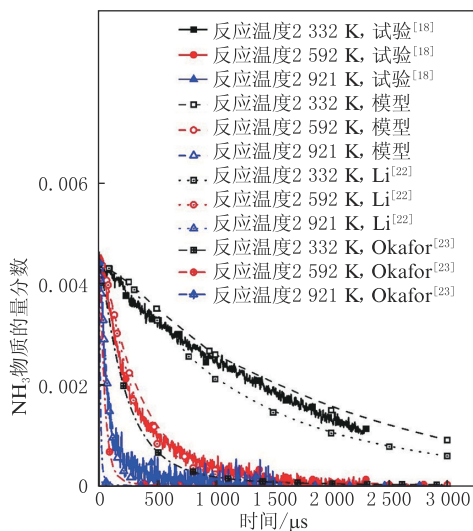
(a) $p=1.0$ MPa、 $\phi=1.0$ 时点火延迟时间(b) $T=298$ K、 $p=0.1$ MPa、 $\phi=1.0$ 时层流火焰速度(c) $p=0.1$ MPa时 NH_3 物质的量分数

图5 机理预测的着火延迟时间、层流火焰速度和物质的量分数与试验值的对比

Figure 5 Comparison of mechanism-predicted and experimental values of ignition delay time, laminar flame velocities and molar fractions

GHGs 排放来表示不同方法下的 GHGs 减排效果, 如式(4)和式(5)所示。

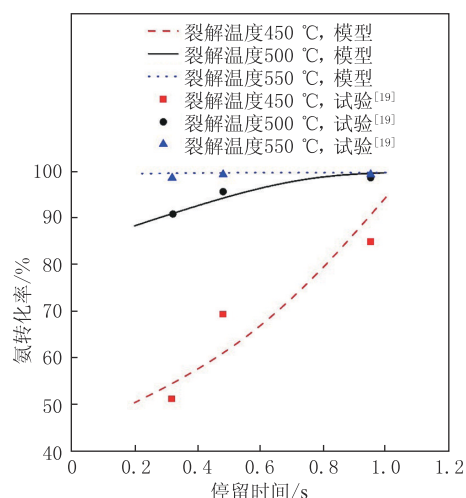


图6 氨转化率—维仿真模型预测值与试验值的对比

Figure 6 Comparison of ammonia conversion rates predicted by the one-dimensional simulation model and experimental values

$$E_{\text{GHGs, tot}} = E_{\text{GHGs, pro}} + E_{\text{GHGs, emi}} = \frac{\left(\frac{m_{\text{tot}} q_{\text{NH}_3}}{A_i} + m_{\text{GHGs}} \right) \times 60n}{2P_i} \quad (4)$$

$$m_{\text{GHGs}} = m_{\text{CO}_2} + 265m_{\text{N}_2\text{O}} + 30m_{\text{CH}_4} \quad (5)$$

式中, $E_{\text{GHGs, tot}}$ 为燃料生产到燃烧整个流程中的总 GHGs 排放; $E_{\text{GHGs, pro}}$ 为生产和运输过程中的 GHGs 排放; $E_{\text{GHGs, emi}}$ 为燃烧后所产生的 GHGs 排放; q_{NH_3} 为 NH_3 的低热值; m_{GHGs} 为燃烧后生成的 GHGs 质量 (按当量 CO_2 方法进行折合); n 为发动机转速; m_{CO_2} 、 $m_{\text{N}_2\text{O}}$ 、 m_{CH_4} 分别为燃烧后生成的 CO_2 、 N_2O 、 CH_4 的质量; P_i 为发动机指示功率; A_i 为生产和运输总热值为 1 MJ 的氨燃料时所产生的 GHGs 质量 (绿氨、蓝氨、灰氨分别取 20.0 g/MJ、46.5 g/MJ、120.0 g/MJ)。

基于现有研究表明, 氨氢混合燃料中的氢气体积分数在 5%~15% 范围内可以有效地改善氨发动机的性能。因此, 将主燃室燃料 (预燃室额外裂解的 0.5% 燃料并未计入) 的最大裂解比例定为 10.0% (约对应氢气体积分数达到 14% 的氨氢混合燃料)。在维持发动机的运行参数不变的前提下, 研究裂解比例对发动机燃烧和排放性能的影响。并对其中裂解比例较低的方案, 辅以富氧措施研究氧气比例对氨发动机燃烧及排放的影响, 具体的参数设置如表 2 和表 3 所示。此外, 为便于较直观地表示不同方案, 将 0% 裂解比例下 21% 氧气体积比的方案命名为 0N21O, 2.5% 裂解比例下 24% 氧气体积比的方案命名为 2.5N24O, 其他方案名称同理命名。

表 2 裂解比例的设定

Table 2 Setting of decomposition ratios

方案名	参数	
	$R_{O_2}/\%$	$R_{dec}/\%$
0N21O	21	0
2.5N21O		2.5
5N21O		5.0
7.5N21O		7.5
10N21O		10.0

表 3 氧气体积比的设定

Table 3 Setting of oxygen volume ratios

方案名	参数	
	$R_{O_2}/\%$	$R_{dec}/\%$
2.5N21O	21	2.5
2.5N24O	24	
2.5N27O	27	
2.5N30O	30	

值得注意的是,由于在裂解器中氨燃料的转化率受流量和温度的影响,燃料的裂解比例并不完全等同于缸内的裂解气浓度。图 7 展示了不同裂解比例下裂解温度对氨转化率变化的影响。基于文献[24]所得出的氨氢双燃料发动机尾气温度,本文的氨转化率在 88%~100% 范围内。

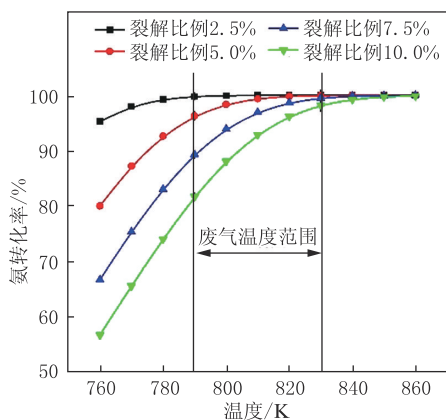


图 7 不同裂解比例下温度对氨转化率的影响

Figure 7 Effects of temperatures on ammonia conversion rates under different decomposition ratios

2 结果与讨论

2.1 裂解比例的影响

本文中所采用的发动机通过预燃室引燃主燃室中的混合气进行燃烧,预燃室中的燃料情况会显著地影响引燃效果。图 8 展示了裂解比例对预燃室中的燃料质量的影响。可以看出,相较于 0% 裂解比例,增大裂解比例后,由于从主燃室进入到预燃室的

H_2 增加,导致点火时刻 -7.5° (本文将发动机压缩上止点对应曲轴转角角度定义为 0° ,上止点前为负,上止点后为正)下预燃室中的 H_2 质量呈增加趋势,这有助于预燃室引燃性能的增强。但是在裂解比例达到 7.5% 后,继续增大裂解比例却会导致 H_2 质量下降。这是由于 10.0% 裂解比例方案下,更多的氨燃料参与裂解,导致了裂解反应器中的氨转化率下降,向预燃室二次供给的裂解气中 H_2 浓度下降,反而阻碍了预燃室中 H_2 质量的进一步提高,这也表明过高的裂解比例或许不能有效地提高预燃室的引燃性能。

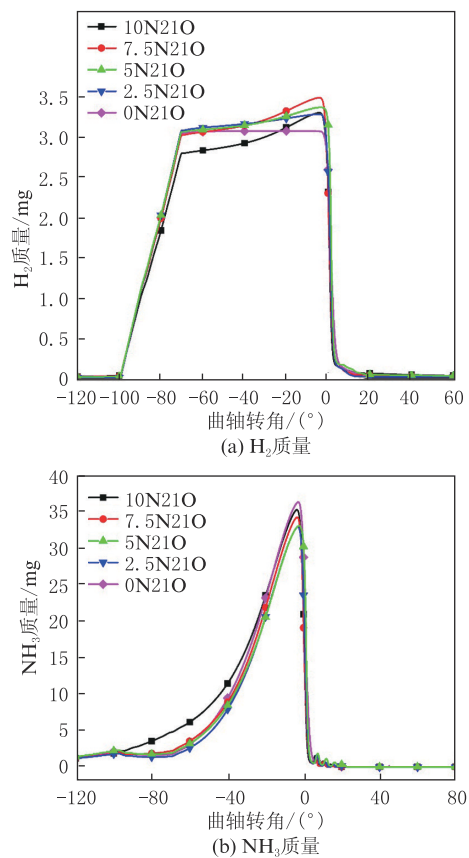


图 8 不同裂解比例下预燃室内的燃料质量变化

Figure 8 Variation of fuel mass in the pre-chamber under different decomposition ratios

而预燃室中的 NH_3 质量变化趋势则与 H_2 质量变化趋势相反。相较于 0% 裂解比例,增大裂解比例后,主燃室中的 NH_3 质量降低,使点火时刻下预燃室 NH_3 质量呈降低趋势,但在 7.5% 和 10.0% 裂解比例下,预燃室中 NH_3 质量出现了回升,超过了 5.0% 裂解比例方案,这同样是由于向预燃室二次供给的裂解气中的 NH_3 浓度变化导致的。

图 9 为裂解比例对主燃室的压力和放热率的影响。由图 9 可以看出,随着裂解比例的增加,主燃室中的缸压与放热率峰值均增加,对应的相位也均呈提前趋势,这是由于主燃室中的裂解气浓度增加,提

高了混合气的反应活性,进而促进了混合气的燃烧,使放热更贴近上止点导致的。此外,从压力和放热率峰值的升高幅度可以看出,至少需要 5.0% 的裂解比例才能明显地促进主燃室中的燃烧。

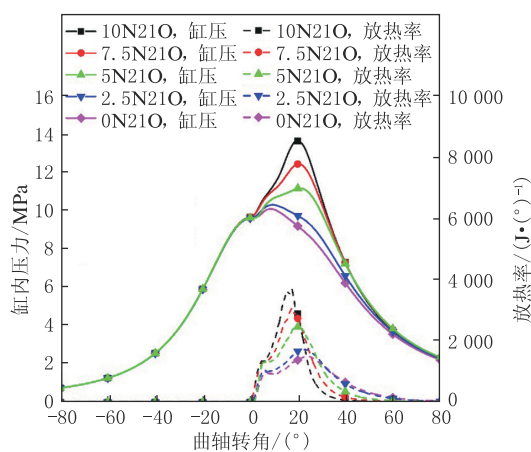


图9 不同裂解比例下主燃室内压力和放热率变化

Figure 9 Variation of pressures and heat release rates in the main chamber at different decomposition ratios

本研究选用的发动机主要通过预燃室射流进行点火,预燃室中的点火情况会显著影响整体发动机性能。图 10 为裂解比例对预燃室中火焰传播的影响。从图中可以看出,在裂解比例 0%、曲轴转角 -1.5° 的方案下火花塞处形成了火核,随着裂解比例的提前,预燃室火核形成的时间也普遍提前,这表明提高主燃室中的裂解气含量所导致的预燃室裂解气含量增加有助于预燃室中火焰形成。但提高裂解比例对预燃室中的火焰传播影响有限,无论是火焰到达预燃室喉部位置的时刻还是预燃室形成火焰射流的时刻,在多数方案下只能提前曲轴转角 $0.5^\circ \sim 1.0^\circ$,这可能主要是由于预燃室头部中间的稀混合气的影响,这一点从预燃室火焰的纵向传播早于横向传播上也有所体现。这也表明提高裂解比例可能更多地从提高预燃室火焰射流的强度和自由基浓度而非提前火焰射流出现的时刻来增强引燃的效果。

图 11 为 1800 K 的等值面不同裂解比例方案和曲轴转角下主燃室中的火焰传播过程。从图 11 中可以看出,在火焰射流形成初期 (1.0°),仅在 7.5% 和 10.0% 裂解比例两种方案下出现了较为明显射流,这表明至少需要 7.5% 裂解比例才能较为有效地促进预燃室中的燃烧过程。在曲轴转角为 6.0° 下几种方案的射流全部到达气缸壁面,虽然较大裂解比例方案下的火焰射流具有更宽的射流根部,并且射流头部与壁面的接触更加充分,但整体上差距并不明显。而在由火焰射流主导的燃烧阶段基本结束后 (11.0° 和 16.0°),

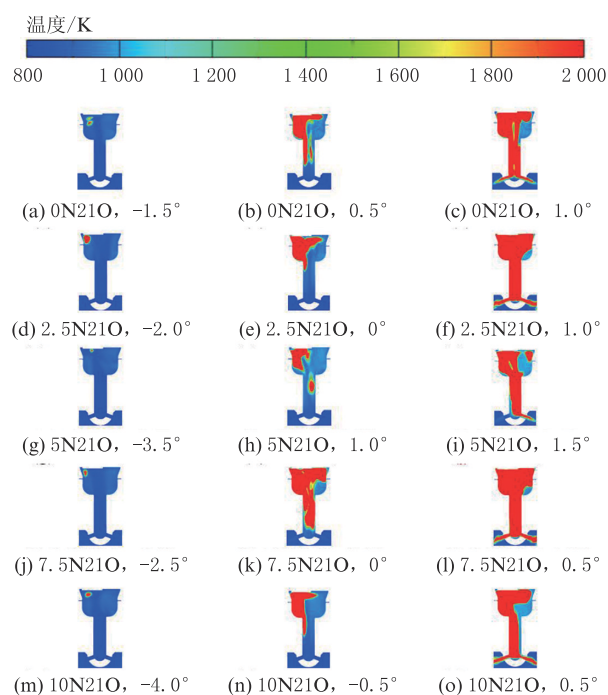


图10 不同裂解比例方案和曲轴转角下预燃室的火焰传播情况

Figure 10 Flame propagation in pre-chamber under different decomposition ratio cases and different crankshaft angles

主燃室中火焰的发展情况出现了明显的不同。随着裂解比例的提高,火焰射流经过所形成的高温区域附近的混合气燃烧速度明显加快,高温区域更快地覆盖了主燃室的大部分空间。这是由于主燃室中的高裂解气浓度可以有效地提高混合气的反应活性,使其具有更快的火焰传播速度,进而有效地促进了主燃室中的燃烧。

图 12 为裂解比例对主燃室的燃烧持续期和 CA50 的影响。本文中,CA10、CA50、CA90 分别表示燃烧过程中累积放热量达到 10%、50%、90% 时对应的曲轴转角位置,SOI 则为点火开始时对应的曲轴转角位置。将燃烧持续期分为滞燃期 (SOI—CA10) 和主燃期 (CA10—CA90)。从图中可以看出,随着裂解比例的增加,主燃室中的主燃期和滞燃期均缩短。其中,主燃期的变化较为明显,而滞燃期变化幅度不大。主燃期的变化是因为裂解比例的增加提高了主燃室中的氢气浓度,进而提高了混合气的火焰传播速度,这一点对于燃烧促进效果较弱的 2.5% 裂解比例方案也不例外。而滞燃期的变化则是由于预燃室中高 H_2 质量和高燃料能量对火焰射流形成起到一定的促进效果,但对火焰射流在主燃室发展过程影响不明显,这一点在图 7 中也可以看出。此外,主燃室的 CA50 也从裂解比例 0% 方案下的 25.0° 提前到 10.0% 裂解比例方案的 15.9° ,这将会明显地提升发动机的做功能力。

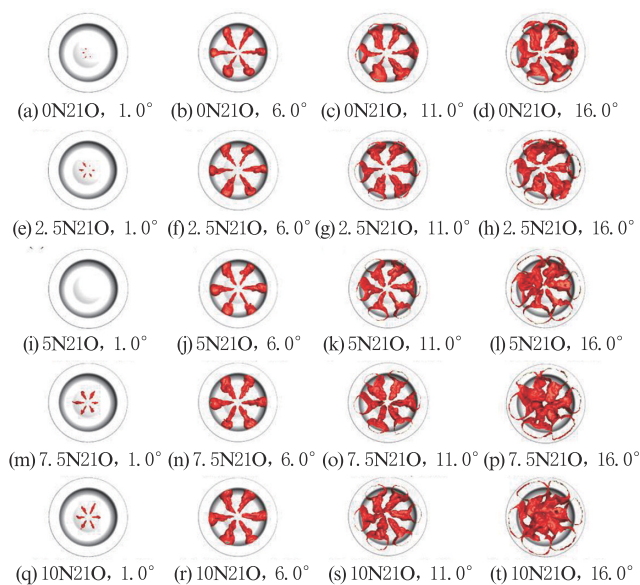


图11 不同裂解比例方案和曲轴转角下主燃室中的火焰传播情况
Figure 11 Flame propagation in main chamber under different decomposition ratio cases and different crankshaft angles

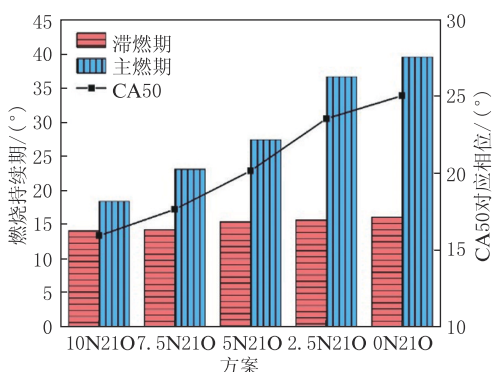
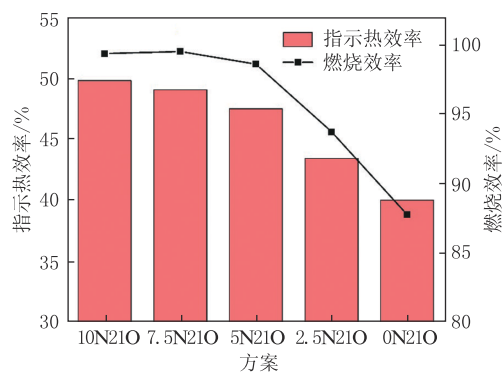


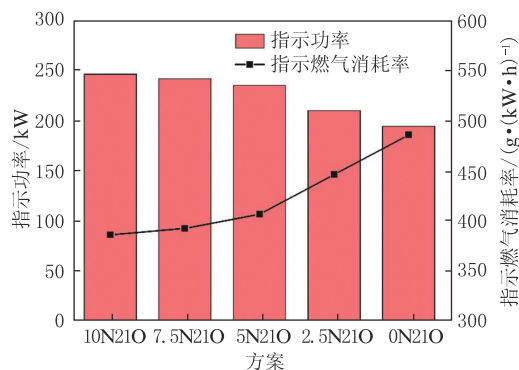
图12 不同裂解比例下主燃室的燃烧持续期和CA50
Figure 12 Combustion duration and CA50 in the main chamber under different decomposition ratios

图13展示了裂解比例对发动机动力和经济性的影响。从图中可以看出,随着裂解比例的增加,发动机指示热效率与燃烧效率均呈上升趋势,其中7.5%裂解比例方案下,发动机指示热效率与燃烧效率分别达到了48.98%和99.46%,相较于0%裂解比例方案提高了9.03%与11.74%。而如果进一步提高裂解比例,指示热效率还可进一步提高到49.74%,但燃烧效率可能会出现0.16%的轻微下降。这表明提高裂解比例所增强的混合气反应活性,从燃烧充分程度与燃烧速度两方面有效地改善了发动机的经济性。

而随着裂解比例的增加,发动机指示功率逐步增加而发动机指示燃气消耗率逐步减少。这一方面是因为燃烧更加充分使燃料放热更多与燃烧速度加



(a) 发动机的指示热效率和燃烧效率



(b) 发动机的指示燃气消耗率和指示功率

图13 不同裂解比例方案下发动机的动力和经济性能
Figure 13 Power and economic performance of engines under different decomposition ratio cases

快使工质做功更多,而另一方面则源于 NH_3 在进行裂解后,所产生的混合燃料具有更高的热值,在10.0%裂解比例方案下,混合燃料的热值约提升了1.14%,这增加了发动机缸内的能量,最终增强了发动机的动力性。

图14为裂解比例对发动机污染物排放的影响。随着裂解比例的增加,发动机中 NO_x 比排放量呈先降低后增多的趋势,其中在5.0%裂解比例方案下排放最低为0.50 g/(kW·h),10.0%裂解比例方案下最高为4.80 g/(kW·h)。这一变化的原因可能是由于在氨燃烧的过程中, NO_x 既作为最终产物被生成又作为中间产物被消耗。随着裂解比例的增加,发动机中 NH_3 和 N_2O 这两种污染物的排放呈下降趋势,其中10.0%裂解比例下具有最低的 N_2O 排放,为0.27 g/(kW·h),7.5%裂解比例下具有最低的 NH_3 排放,为1.96 g/(kW·h)。这表明主燃室混合气中裂解气含量的增加,有效地促进了 NH_3 的燃烧,并且通过产生更高的温度使得生成的 N_2O 进一步地被氧化,最终使得两种污染物的排放降低。

为更加清晰地展示裂解比例对 NO_x 的影响原因,以NO作为代表物种展示了 NO_x 在燃烧室混合

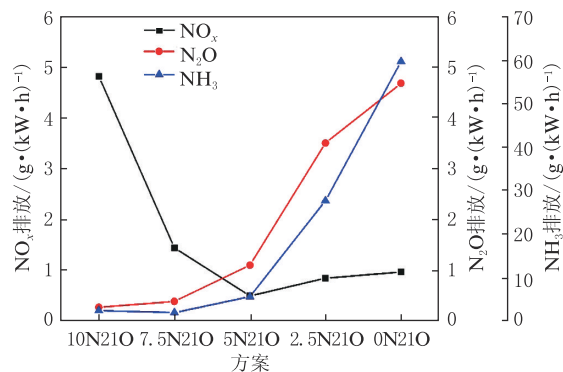


图 14 不同裂解比例下发动机污染物排放

Figure 14 Pollutant emissions from engines under different decomposition ratios

气中的体积分数。不同裂解比例下燃烧室内 NO 分布如图 15 所示。从图中可以看出,在燃烧前期(4.0°)和中期(24.0°)NO 主要随着燃烧室中的火焰发展而形成,整体上不同方案下的差异较小。但在

燃烧后期(64.0°)不同裂解比例方案下,NO 的分布存在一定不同,在 0% 和 2.5% 裂解比例方案中 NO 主要集中在缸壁附近;而随着裂解比例的增加,缸壁附近的较高 NO 浓度区域减少,而在主燃室下侧区域开始出现高浓度 NO 区域;直到 10.0% 裂解比例方案时,高浓度 NO 区域在主燃室中占据绝大多数区域。这一情况表明主燃室在缸壁附近的未燃混合气可能会存在一定的补燃情况,生成了一定量的 NO,而随着裂解比例的增加,未燃混合气减少,壁面附近的补燃情况被削弱,使壁面附近的 NO 浓度降低。而由于温度的升高与混合气的燃烧加快,热力型与燃料型 NO 的生成均增加,且 NO 的消耗幅度降低,进而使得在燃烧后期大量的 NO 存留在主燃室中。此外,预燃室在整个燃烧过程中基本都保持着高浓度的 NO 分布,但预燃室占整个燃烧室的比例不大,所形成的 NO 质量不会超过整体 NO 质量的 6%。

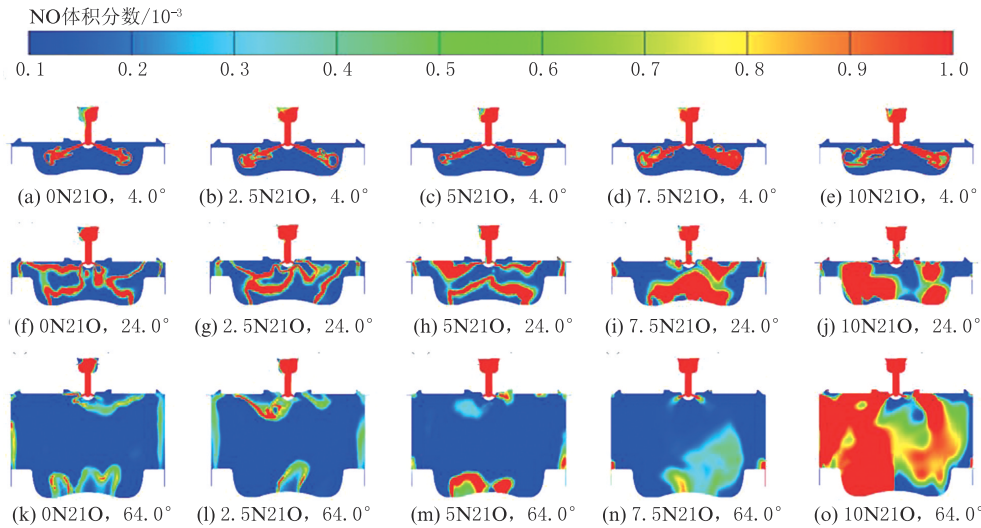


图 15 不同裂解比例下燃烧室内 NO 分布

Figure 15 NO distribution in the combustion chamber under different decomposition ratios

使用氨燃料的主要目的是减少 GHGs 排放,基于国际气体燃料动力船协会(Society for Gas as a Marine Fuel, SGMF)最新的报告数据^[25],对当前方案下的全生命周期温室气体减排效果进行了估计。不同裂解比例下全生命周期温室气体排放如图 16 所示。从图 16 中可以看出,在 0% 和 2.5% 两种裂解比例下,即使是使用通过可再生能源生产的绿氨,其 GHGs 排放质量也要比原天然气模式高 80.0% 以上,这意味着低裂解比例下的高 N₂O 排放并不能实现 GHGs 的减排目的。而对于其他三种裂解比例方案来说,在使用绿氨和蓝氨的情况下,大多实现了 GHGs 的减排,其中 10.0% 裂解比例方案下最多可使排放出的 GHGs 质量减少 64.2%,略高于 SGMF 报告中氨柴油发动

机 61.0% 的 GHGs 质量减少量。但值得注意的是,如果采用灰氨,即使在 10.0% 裂解比例下其 GHGs 排放仍然会高于天然气模式,这表明想要满足船舶碳减排的需求,采用绿氨和蓝氨是必然的选择。

总的来说,适当的裂解比例可以有效地改善氨发动机性能,在几种方案中,7.5% 裂解比例方案下指示热效率为 48.98%,NO_x 排放为 1.44 g/(kW·h),N₂O 排放降至 0.39 g/(kW·h),可实现 58.7% 的全生命周期 GHGs 减排,在发动机综合性能上较为合适。需要注意的是,在当前方案下排出的未燃氨体积仍然占总排气体积的 0.06% 左右,这可能需要氨氧化催化剂(ammonia oxidation catalyst, AOC)等后处理技术降低未燃氨的排放。

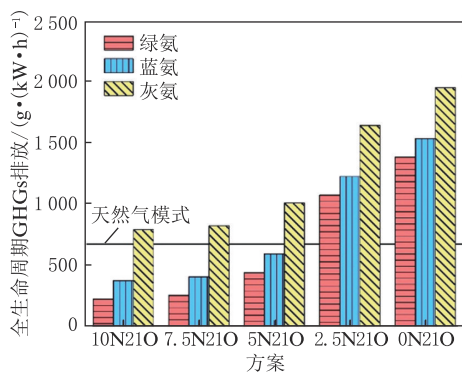


图 16 不同裂解比例方案下全生命周期温室气体排放

Figure 16 Life cycle greenhouse gas emissions under different decomposition ratios

2.2 氧气体积比的影响

正如前文所述,为保证氨发动机具有令人满意的性能,其燃料裂解比例不应低于 7.5%。但从图 7 可以看出,高裂解比例方案下,氨转化率随温度变化更为明显,这意味着发动机循环变动所导致的废气温度波动可能会明显影响高裂解比例方案下的发动机性能。而基于一些研究结论表明,通过增加混合气中的氧化剂浓度(额外加入氧气)有助于强化混合气的燃烧^[26-27],并且在船舶上通常具有稳定的氧气来源(生成氮气的副产品)。为此针对 2.5% 裂解比例这一发动机性能不佳但裂解反应器氨转化率不易波动的方案,通过提高其混合气中的氧气比例(维持燃料量恒定,仅增加氧气)改善发动机性能,研究富氧对发动机燃烧及排放特性的影响。

图 17 展示了氧气体积比对主燃室压力和放热率的影响。从图 17 中可以看出,随着氧气比例的增加,主燃室中的缸压与放热率峰值均增加,并且对应的相位也均呈提前趋势,这是由于混合气中的高氧气浓度促进了混合气的燃烧,放热更加迅速。在氧气比例为 27% 时,该方案下的缸内压力已经达到了 10.0% 裂解比例方案的水平,但放热率略低,这可能是不同裂解比例下混合气热值不同导致的。此外,从压力和放热率峰值的升高幅度可以看出,至少需要 27% 的氧气体积比才能明显地促进主燃室中的燃烧。

图 18 展示了氧气比例对预燃室内火焰传播的影响。从图中可以看出,随着氧气比例的增加,预燃室中的火核形成时刻提前,其中在 27% 氧气体积比时火核形成时刻相较于正常空气方案提前了 2.5°。这与图 17 中的压力变化趋势具有一定的相似性,这表明 27% 以上的氧气体积比可以明显地促进火焰形成。并且,火焰到达预燃室喉部和形成火焰射流的时刻也随着氧气体积比的增加而明显提前,这与提高裂解比例的情况不同,这可能表明预燃室中的

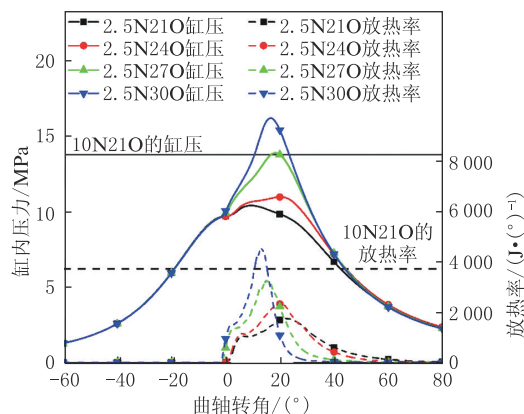


图 17 不同氧气体积比下主燃室内的压力和放热率

Figure 17 Pressure and heat release rates in the main chamber under different oxygen volume ratios

高氧含量和较高氢含量更能促进预燃室中的火焰传播。但值得注意的是,在富氧条件下,预燃室头部火焰的横向传播变得更不明显,这表明富氧条件可能通过影响混合气分布加重了火花塞偏置的影响。

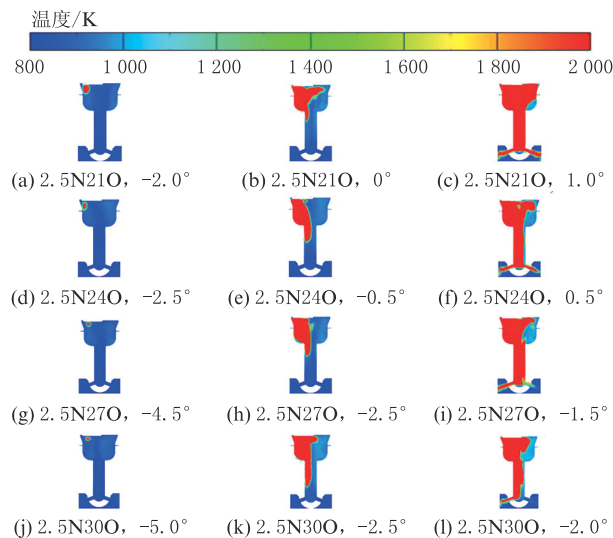


图 18 不同氧气体积比下预燃室的火焰传播情况

Figure 18 Flame propagation in pre-chamber under different oxygen volume ratios

图 19 为氧气体积比对主燃室中的火焰传播的影响。从图 19 中可以看出,随着氧气比例的增加,初期的火焰射流的长度和宽度均增加,这表明氧气比例的增加有效地促进了预燃室中的燃烧,进而使火焰射流更早地出现在主燃室中,这一点与提高裂解比例存在较为明显的差异。而对于后续的火焰发展过程,高氧气比例方案的火焰覆盖面积更大,这一点则与提高裂解比例相同。值得注意的是,在 30% 氧气体积比的方案下,由于燃烧加快,较早地结束了主要燃烧过程,导致 16.0° 时的高温区域反而缩小。

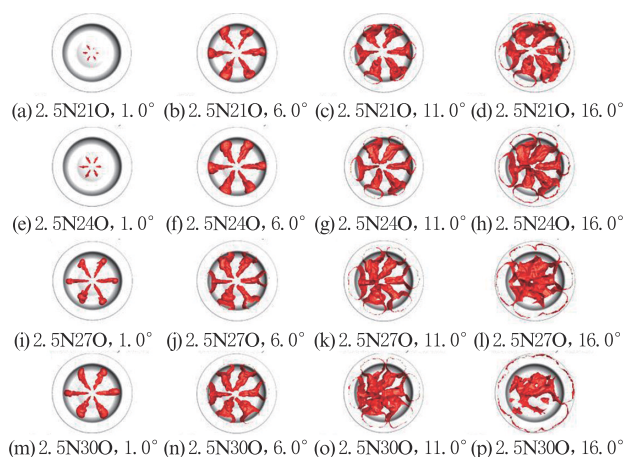


图 19 不同氧气体积比下主燃室的火焰传播情况

Figure 19 Flame propagation in main chamber under different oxygen volume ratios

图 20 展示了氧气体积比对主燃室的燃烧持续期和 CA50 的影响。从图 20 中可以看出,随着氧气体积比的增加,主燃室中的主燃期和滞燃期均缩短。其中,主燃期的变化较大,而滞燃期变化幅度较小。主燃期的变化是因为氧气体积比的增加提高了主燃室中的氧气浓度,进而提高了混合气的火焰传播速度。而滞燃期的变化则是预燃室中高氧气浓度有效地提前了火焰射流形成的结果。此外,主燃室的 CA50 在氧气体积比 27% 方案下提前到了 14.8°,早于裂解比例 10.0% 方案,这表明提高氧气浓度可以相当有效地提高发动机的做功能力。

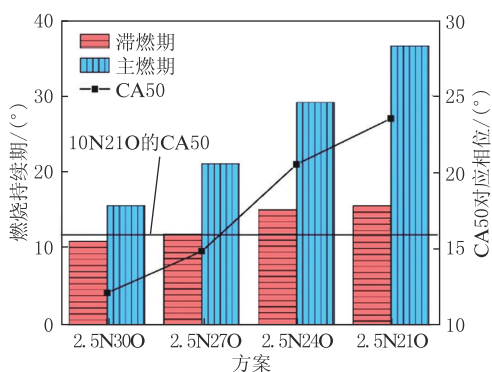
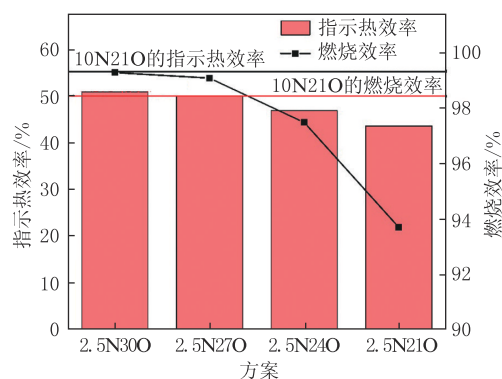


图 20 不同氧气体积比下主燃室的燃烧持续期和 CA50

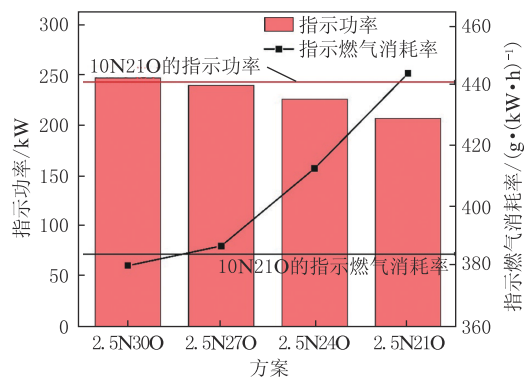
Figure 20 Duration of combustion and CA50 in the main chamber under different oxygen volume ratios

图 21 展示了氧气体积比对发动机动力和经济性的影响。从图 21 中可以看出,随着氧气体积比的增加,发动机指示热效率与燃烧效率均呈上升趋势,其中 27% 氧气比例方案下,发动机指示热效率与燃烧效率分别达到了 49.77% 和 99.07%,而如果进一步提高裂解比例,两者还可进一步提高到 50.63% 和 99.26%。但值得注意的是,在 27% 氧

气体积比方案下指示热效率就已经略高于 10.0% 裂解比例方案,但即使在具有更高指示热效率的 30% 氧气体积比方案下,其燃烧效率仍然略低于 10.0% 裂解比例,这表明富氧条件下虽然有效地提前了发动机中的燃烧过程,但在混合气燃烧完善程度的促进上仍低于提高裂解比例,这可能会导致发动机的排放出现一定的恶化。而随着氧气体积比的增加,发动机指示功率逐步增加,发动机指示燃气消耗率逐步减少。其中 30% 氧气体积比方案下,指示功率和指示燃气消耗率分别达到了 248.35 kW 和 380.49 g/(kW·h),相较于 21% 氧气体积比方案,指示功率增加了 19.31%,指示燃气消耗率减少了 14.36%,并且这两个性能指标均优于 10.0% 裂解比例方案。



(a) 发动机的指示热效率和燃烧效率



(b) 发动机的指示燃烧消耗率和指示功率

图 21 不同氧气体积比下发动机的动力和经济性能

Figure 21 Power and economic performance of the engine under different oxygen volume ratios

图 22 为氧气体积比对发动机污染物排放的影响。由图 22 可以看出,随着氧气体积比的增加 NO_x 排放出现了轻微下降后急剧上升,在与 10.0% 裂解比例方案具有相近动力经济性能的 27% 氧气体积比方案的 NO_x 排放已经达到了 13.69 g/(kW·h),远高于 10.0% 裂解比例方案,这表明富氧条件对 NO_x 的生成具有相当明显的促进作用。而随着氧气

体积比的增加,发动机中 NH_3 和 N_2O 这两种污染物的排放均呈下降趋势,在 30% 氧气体积比方案下,两者可分别达到 $0.29 \text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 和 $2.74 \text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$,高于 10.0% 裂解比例方案,这表明富氧对 NH_3 和 N_2O 的减排效果要略低于提高裂解比例。

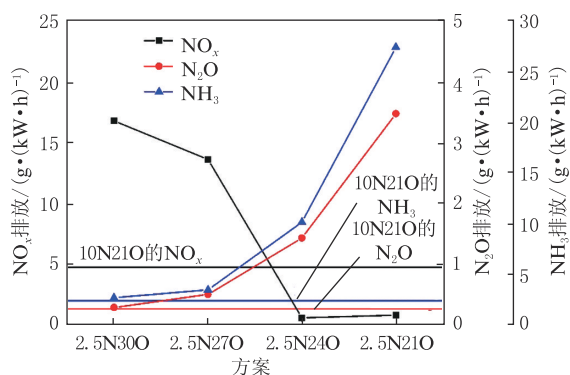


图 22 不同氧气体积下的发动机污染物排放

Figure 22 Pollutant emissions from engines under different oxygen volume ratios

图 23 为氧气体积比对 N_2O 在燃烧室混合气中体积分数的影响。从图 23 中可以看出, N_2O 在燃烧室中的生成同样与火焰发展情况相关,在燃烧的前

中期,无论是预燃室中的火焰发展还是预燃室在主燃室中形成的火焰射流都伴随着 N_2O 的高浓度区域出现,这是由于在氨的燃烧过程中, N_2O 本身也是一种中间产物,混合气随着火焰的引燃不断生成然后消耗。在燃烧后期,此时主燃室中的燃烧基本结束,在这一阶段 N_2O 已经度过了主要的生成与消耗阶段,整体浓度基本不再出现较大的变化。此时,对比所有方案可知, N_2O 的高浓度区域主要集中在燃烧室的壁面处,这主要是由于壁面处传热较剧烈,温度较低, N_2O 难以消耗且一些停留在这些区域的 NH_3 还会缓慢氧化继续生成 N_2O 。而随着氧气体积比的增加这些高浓度区域逐渐减少,这是由于燃烧被促进,燃烧室中的温度升高,进而促进了 N_2O 和 NH_3 的消耗,使得滞留在壁面处的 N_2O 和 NH_3 减少。此外,从图 23 中还可以看出,随着氧气体积比的增加,燃烧室中部区域出现了明显的 N_2O 中等浓度区域,这些区域可能是由于一些较低浓度的 NH_3 被氧化而产生的,这表明富氧环境虽然整体上降低了 N_2O 的排放,但也促进了一些区域的 N_2O 生成,这可能是富氧策略在降低 N_2O 排放上不如氨裂解策略有效的另一个原因。

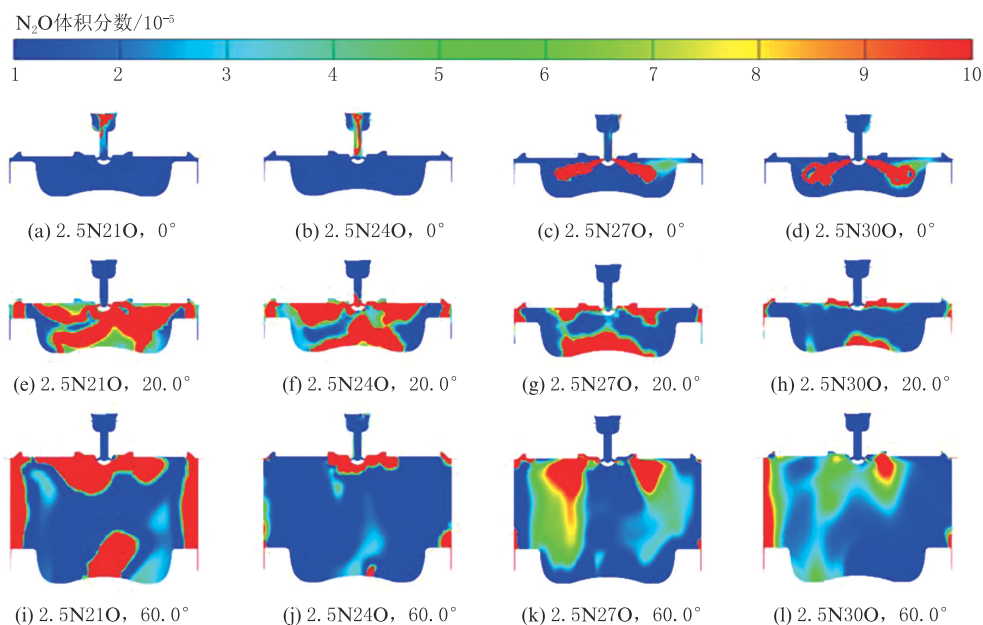


图 23 不同氧气体积比下燃烧室内 N_2O 分布

Figure 23 N_2O distribution in the combustion chamber under different oxygen volume ratios

图 24 为氧气比例对全生命周期 GHGs 减排效果的影响。从图 24 中可以看出,随着氧气比例的增加,全生命周期 GHGs 排放逐步减少。其中,在采用绿氨或蓝氨的情况下分别需要 25% 和 27% 的氧气体积比实现 GHGs 的减排,30% 氧气比例时可实现 63.5% 的最大 GHGs 减排效果。此外,尽管 30%

氧气体积比方案下发动机具有较高的经济性降低了供应及运输上的 GHGs 排放,但更多的 N_2O 排放导致其在 GHGs 排放上略高于 10.0% 裂解比例方案。

总的来说,提高氧气比例同样可以有效地改善氨发动机性能。在几种方案中,考虑到 30% 氧气体积比下 NO_x 排放过高,而 27% 氧气体积比方案下指

示热效率为 49.77%, NO_x 排放为 13.69 g/(kW·h), 并且还能实现 53.5% 的全生命周期 GHGs 减排, 在发动机综合性能上较为合适, 并且由于富氧对 NO_x 生成的促进效果, 使得 NO_x 浓度大于未燃 NH_3 浓度, 这或许可以通过采用选择性催化还原 (selective catalytic reduction, SCR) 设备同时实现 NO_x 和未燃氨的脱除。但值得注意的是, 富氧条件会明显地提高缸内压力, 这将导致发动机机械负荷的增大, 需要强化发动机结构使其具有更高的最高燃烧压力限值。

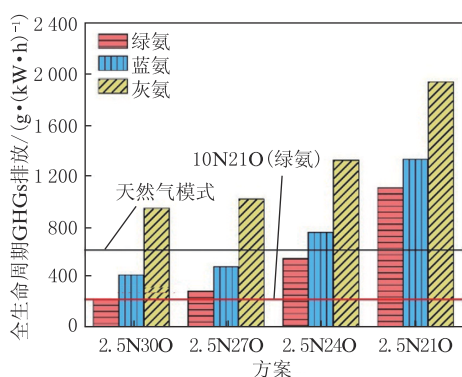


图 24 不同氧气体积下全生命周期温室气体排放

Figure 24 Life-cycle greenhouse gas emissions under different oxygen volume ratios

3 结论

(1) 提高参与裂解的燃料比例 (裂解比例), 可以增加预燃室中的 H_2 质量, 但高裂解比例下裂解反应器中的低氨转化率使其不会单调增加。高裂解比例主要通过影响混合气反应活性控制的主燃期, 而非预燃室火焰射流控制的滞燃期来促进混合气的燃烧。

(2) 提高裂解比例可以提高氨发动机的指示热效率、指示功率等动力经济性能, 并降低 NH_3 和 N_2O 的排放, 但过高的裂解比例会导致 NO_x 排放的明显增加和最高燃烧压力偏高。在本文所设的 0~10.0% 裂解比例方案下, 虽然 10.0% 裂解比例可以实现 64.2% 的全生命周期 GHGs 减排, 但综合性能上, 7.5% 裂解比例较优, 其指示热效率为 48.98%, NO_x 排放为 1.44 g/(kW·h), 并且还能实现 58.7% 的全生命周期 GHGs 减排。

(3) 提高混合气中的氧气比例 (额外供氧), 可以有效地促进预燃室和主燃室中混合气的燃烧, 通过同时缩短滞燃期和主燃期来提高发动机的最高燃烧压力和放热率, 进而有效地提高氨发动机的指示热效率、指示功率等指标, 并降低 NH_3 和 N_2O 的排放。但由于富氧条件对混合气反应活性增强的不足和对 NO_x 和 N_2O 生成的促进, 导致其在排放性能的改善

上不如高裂解比例。在本文所设的 21%~30% 氧气比例体积比下, 27% 氧气体积比具有较优的发动机性能, 其指示热效率为 49.77%, NO_x 排放为 13.69 g/(kW·h), 并能实现 53.5% 的全生命周期 GHGs 减排。

参考文献:

- [1] LIU H, JIN X X, WU L L, et al. The impact of marine shipping and its DECA control on air quality in the Pearl River Delta, China[J]. Science of the Total Environment, 2018, 625: 1476 - 1485.
- [2] International Energy Agency. CO₂ emissions in 2022[R]. Paris: International Energy Agency, 2022.
- [3] United Nations. Review of maritime transport 2023[R/OL]. (2023-09-27) [2024-06-05]. https://unctad.org/system/files/official-document/rmt2023_en.pdf.
- [4] Energy Institute. Statistical review of world energy[R/OL]. (2023-07-05) [2024-06-05]. <https://www.energyinst.org/statistical-review>.
- [5] International Maritime Organization. 2023 IMO strategy on reduction of GHG emissions from ships MEPC. 377 (80) [EB/OL]. (2023-07-10) [2024-06-05]. <https://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/Reducing-greenhouse-gas-emissions-from-ships.aspx>.
- [6] 郭博田, 王谦, 钟汶君, 等. 氨-柴油双燃料发动机燃烧的光学诊断研究[J]. 内燃机工程, 2024, 45(3): 1 - 10.
- [7] GUO B T, WANG Q, ZHONG W J, et al. Optical diagnostics study of ammonia-diesel dual-fuel engine combustion[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2024, 45(3): 1 - 10.
- [8] 黄晶晶, 张小玉, 王鹏鹏. 船舶二氧化碳减排技术研究[J]. 交通节能与环保, 2021, 17(4): 73 - 76.
- [9] HUANG J J, ZHANG X Y, WANG P P. Research on CO₂ emission reduction technology for ships[J]. Transport Energy Conservation & Environmental Protection, 2021, 17(4): 73 - 76.
- [10] WAN Z J, TAO Y K, SHAO J, et al. Ammonia as an effective hydrogen carrier and a clean fuel for solid oxide fuel cells[J/OL]. Energy Conversion and Management, 2021, 228: 113729 (2020-12-09) [2024-06-05]. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113729.
- [11] AI-ABOOSI F Y, EL-HALWAGI M M, MOORE M, et al. Renewable ammonia as an alternative fuel for the shipping industry[J/OL]. Current Opinion in Chemical Engineering, 2021, 31: 100670 (2021-02-09) [2024-06-05]. DOI: 10.1016/j.coche.2021.100670.
- [12] VALERA-MEDINA A, XIAO H, OWEN-JONES M, et al. Ammonia for power[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2018, 69: 63 - 102.
- [13] MÖRCH C S, BJERRE A, GÖTTRUP M P, et al. Ammonia/hydrogen mixtures in an SI-engine: engine performance and analysis of a proposed fuel system[J]. Fuel, 2011, 90(2): 854 - 864.
- [14] HONG C, JI C W, WANG S F, et al. An experimental study of various load control strategies for an ammonia/hydrogen dual-fuel engine with the Miller cycle[J/OL]. Fuel Processing Technology, 2023, 247: 107780 (2023-04-25) [2024-06-05]. DOI: 10.1016/j.fuproc.2023.107780.
- [15] COMOTTI M, FRIGO S. Hydrogen generation system for ammonia-hydrogen fuelled internal combustion engines[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2015, 40(33): 10673 - 10686.
- [16] LHUILLIER C, BREQUIGNY P, CONTINO F, et al. Experimental study on ammonia/hydrogen/air combustion in spark

- ignition engine conditions[J/OL]. *Fuel*, 2020, 269: 117448(2020-02-29) [2024-06-05]. DOI:10.1016/j.fuel.2020.117448.
- [15] ZHANG H Y Y, LI G S, LONG Y X, et al. Numerical study on combustion and emission characteristics of a spark-ignition ammonia engine added with hydrogen-rich gas from exhaust-fuel reforming [J/OL]. *Fuel*, 2023, 332: 125939 (2022-09-22) [2024-06-05]. DOI: 10.1016/j.fuel.2022.125939.
- [16] GLARBORG P, MILLER J A, RUSCIC B, et al. Modeling nitrogen chemistry in combustion[J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2018, 67:31 - 68.
- [17] KONNOV A A. Yet another kinetic mechanism for hydrogen combustion[J]. *Combustion and Flame*, 2019, 203:14 - 22.
- [18] ALTURAIFI S A, MATHIEU O, PETERSEN E L. An experimental and modeling study of ammonia pyrolysis [J]. *Combustion and Flame*, 2022, 235:111 - 694.
- [19] LUCENTINI I, GARCÍA COLLI G, LUZI C D, et al. Catalytic ammonia decomposition over Ni-Ru supported on CeO₂ for hydrogen production: effect of metal loading and kinetic analysis [J/OL]. *Applied Catalysis B: Environmental*, 2021, 286: 119896 (2021-01-11) [2024-06-05]. DOI: 10.1016/j.apcatb.2021.119896.
- [20] CHEN J D, JIANG X, QIN X K, et al. Effect of hydrogen blending on the high temperature auto-ignition of ammonia at elevated pressure[J/OL]. *Fuel*, 2021, 287: 119563 (2020-11-03) [2024-06-05]. DOI:10.1016/j.fuel.2020.119563.
- [21] HAN X L, WANG Z H, COSTA M, et al. Experimental and kinetic modeling study of laminar burning velocities of NH₃/air, NH₃/H₂/air, NH₃/CO/air and NH₃/CH₄/air premixed flames [J]. *Combustion and Flame*, 2019, 206:214 - 226.
- [22] LI R, KONNOV A A, HE G, et al. Chemical mechanism development and reduction for combustion of NH₃/H₂/CH₄ mixtures [J/OL]. *Fuel*, 2019, 257: 116059 (2019-08-26) [2024-06-05]. DOI:10.1016/j.fuel.2019.116059.
- [23] OKAFOR E C, NAITO Y, COLSON S, et al. Measurement and modelling of the laminar burning velocity of methane-ammonia-air flames at high pressures using a reduced reaction mechanism[J]. *Combustion and Flame*, 2019, 204:162 - 175.
- [24] GAO Y X, FENG Y M, WU X F, et al. Application of enhanced combustion strategies and optimized ignition timing for achieving high thermal efficiency and low N₂O emissions of marine ammonia engine at full-load condition [J]. *International Journal of Engine Research*, 2024; 25(9): 1671 - 1690.
- [25] The Society for Gas as a Marine Fuel. 1st life cycle GHG emission study on the use of ammonia as marine fuel [R/OL]. (2024-06-03) [2024-06-05]. <https://sphaera.com/resources/report/1st-life-cycle-ghg-emission-study-on-the-use-of-ammonia-as-marine-fuel/>.
- [26] MEI B, ZHANG X Y, MA S Y, et al. Experimental and kinetic modeling investigation on the laminar flame propagation of ammonia under oxygen enrichment and elevated pressure conditions[J]. *Combustion and Flame*, 2019, 210:236 - 246.
- [27] WANG D, JI C W, WANG Z, et al. Measurement of oxy-ammonia laminar burning velocity at normal and elevated temperatures [J/OL]. *Fuel*, 2020, 279: 118425 (2020-06-29) [2024-06-05]. DOI:10.1016/j.fuel.2020.118425.

(上接第54页)

- [16] UDDIN M N, ALLAHYARI H, TABRIZI Y H, et al. A solid-state bipolar pulse power generator for dielectric barrier discharge applications [J]. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 2022, 58(6): 7942 - 7951.
- [17] BONNIN X, BRANDELERO J, VIDEAU N, et al. A high voltage high frequency resonant inverter for supplying DBD devices with short discharge current pulses [J]. *IEEE Transactions on Power Electronics*, 2013, 29(8): 4261 - 4269.
- [18] TAKAHASHI E, NAGANO Y, KITAGAWA T, et al. Demonstration of knock intensity mitigation through dielectric barrier discharge reformation in an RCEM[J]. *Combustion and Flame*, 2020, 216:185 - 193.
- [19] AGRAWAL S, YAMAMOTO S, HORIBE N, et al. Ignition characteristics of dielectric barrier discharge ignition system under elevated pressure and temperature in rapid compression and expansion machine [J]. *SAE International Journal of Engines*, 2023, 16(8): 1069 - 1080.
- [20] NAKAYA S, YAMAKI Y, REN F S, et al. Effects of the discharge frequency on the dielectric barrier discharge ignition behaviors for lean methane - air mixtures at various pressure values [J/OL]. *Combustion and Flame*, 2021, 234: 111650(2021-08-15) [2025-03-10]. DOI:10.1016/j.combustflame.2021.111650.
- [21] BRUGGEMAN P J, IZA F, BRANDENBURG R. Foundations of atmospheric pressure non-equilibrium plasmas[J/OL]. *Plasma Sources Science and Technology*, 2017, 26(12): 123002(2017-11-22) [2025-03-10]. DOI:10.1088/1361-6595/aa97af.
- [22] MAHAMUD R. Mechanism of nonequilibrium plasma-enhanced ignition in the event of dual-pulse laser energy deposition[J/OL]. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 2022, 55(43): 435201 (2022-08-30) [2025-03-10]. DOI: 10.1088/1361-6463/ac899b.
- [23] MAO X Q, ZHONG H T, LIU N, et al. Ignition enhancement and NO_x formation of NH₃/air mixtures by non-equilibrium plasma discharge [J/OL]. *Combustion and Flame*, 2024, 259: 113140(2023-11-04) [2025-03-10]. DOI: 10.1016/j.combustflame.2023.113140.
- [24] ZHENG Z C, HU Y, CAO R J, et al. Kinetic roles of energy transformation during ignition enhancement of NH₃/air mixture by non-equilibrium plasma discharge via nanosecond repetitive pulsed discharge[J/OL]. *Combustion and Flame*, 2025, 275: 114061 (2025-02-19) [2025-03-10]. DOI: 10.1016/j.combustflame.2025.114061.
- [25] HWANG J, BAE C, PARK J, et al. Microwave-assisted plasma ignition in a constant volume combustion chamber[J]. *Combustion and Flame*, 2016, 167:86 - 96.