

预燃室内氢喷射参数对氨内燃机燃烧的影响

张 孚¹, 陈海娥¹, 李 骏^{1,2}, 胡 昱³, 王 磊¹

(1. 国家能源氢能及氨氢融合新能源技术重点实验室, 佛山仙湖实验室, 广东 佛山 528200; 2. 清华大学 车辆与运载学院, 北京 100091; 3. 武汉理工大学 汽车学院, 武汉 430070)

摘 要: 基于 1 台排量 2.2 L 且配置主动预燃室的氨燃料内燃机, 以氢气作为引燃燃料, 采用数值模拟方法分析了不同氢气喷射参数对燃烧性能的影响。结果表明: 与喷射脉宽相比, 氢气喷射压力和喷射结束时刻对燃烧性能的影响更大, 尤其是在燃烧持续期的 CA10-CA50 阶段。本文研究成果可为氨氢内燃机喷射策略的设计提供参考。

关键词: 氨内燃机; 主动预燃室; 氢气喷射; 喷射参数

中图分类号: TK431 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2025)12-3804-10

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20240533

Influence of hydrogen injection parameters in pre-chamber on combustion characteristics of ammonia fueled internal combustion engines

ZHANG Fu¹, CHEN Hai-e¹, LI Jun^{1,2}, HU Yu³, WANG Lei¹

(1. Foshan Xianhu Laboratory, National Energy Key Laboratory for New Hydrogen-Ammonia Energy Technologies, Foshan 528200, China; 2. School of Vehicle and Mobility, Tsinghua University, Beijing 100091, China; 3. School of Automotive Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, China)

Abstract: Based on a 2.2 L ammonia-fueled internal combustion engine equipped with an active pre-chamber, hydrogen was used as the pilot fuel, and the effects of different hydrogen injection parameters on combustion performance were analyzed via numerical simulation. The results indicate that compared with injection pulse width, hydrogen injection pressure and injection end timing have a more significant impact on combustion performance, particularly during the CA10-CA50 phase of the combustion duration. The research findings can provide a reference for the design of injection strategies for ammonia-hydrogen internal combustion engines.

Key words: ammonia internal combustion engine; active pre-chamber; hydrogen injection; injection parameters

收稿日期: 2024-06-20.

基金项目: 国家自然科学基金项目(T2241003).

作者简介: 张孚(1991-), 男, 工程师, 硕士. 研究方向: 发动机及清洁能源燃烧. E-mail: zhangfu@xhlab.cn

0 引 言

二氧化碳的排放主要是由交通运输造成的^[1],严重阻碍了碳达峰、碳中和的进程。面对这一问题,各国学者积极寻找低碳乃至零碳的替代燃料^[2]。氨和氢作为可用于燃料的无碳物质,自然成为了众多学者的青睐对象。

氨层流火焰速度低、点火能量高^[3],这也是目前氨作为内燃机燃料所面临的主要问题。因此,当氨用于内燃机时,多采用高活性燃料进行引燃,例如柴油、天然气、氢气等^[4]。

氢气作为另一种零碳燃料,具有点火能量低、层流燃烧速度高、可燃极限宽等特点^[5],因此氢气与氨气的混合燃烧使得零碳内燃机的开发成为可能,比如 D'Antuono 等^[6]、Gu 等^[7]和 Li 等^[8]都对氨内燃机掺混氢气燃烧进行了深入研究。

在对氨燃料内燃机的研究中,研究者们发现:尽管氨点火能量高、燃烧速度慢,但氨的辛烷值较高,可以有效降低发动机爆震风险^[9]。基于氨优异的抗爆性,不少学者认为预燃室湍流射流点火(Turbulent jet ignition, TJI)技术将是解决氨内燃机点火难和燃烧慢问题的有效途径^[10]。

Liu 等^[11]通过实验研究了 TJI 对氨发动机主燃室内燃烧的影响,结果显示 TJI 较火花点火方式提高了氨燃烧稳定性,并使油耗和指示热效率得到明显改善;Wang 等^[12]在定容弹上研究了预燃室喷氢对氨发动机点火和燃烧特性的影响;Chen 等^[13]研究了含氢 TJI 射流孔径对氨发动机燃烧的影响;Wang 等^[14]研究了主动预燃室内氢多次喷射对氨内燃机燃烧的影响。然而,目前已报道的关于主动预燃室喷射参数的研究几乎没有。但 Hua 等^[15]、Wang 等^[16]的研究都表明主动预燃室喷射参数对汽油机主燃室内燃烧有着显著的影响。因此,对氨发动机主动预燃室内氢气喷射参数的研究是十分必要的。

本文以 1 台装有主动预燃室的氨发动机为研究对象,在预燃室内喷射氢燃料,通过三维计算流体力学(Computational fluid dynamics, CFD)的方法分析了氢气不同喷射参数(喷射压力、喷射脉宽、喷射结束时刻等)对主燃室内燃烧的影响,旨在从中发现规律,为氨发动机预燃室内氢气喷射策略优化提供指导意义。

1 数值模拟方法

1.1 数值模拟设置

本文采用三维仿真软件 CONVERGE v3.0 进行 CFD 模拟。表 1 给出了详细的发动机参数。发动机和预燃室的数值模型分别如图 1、图 2 所示,该发动机为单缸四冲程四气门发动机,其排量为 2.2 L。火花塞布置在预燃室顶部,预燃室底部布置有 7 个喷孔(6 个周向均匀布置孔与 1 个底孔),预燃室通过喷孔与主燃室相连通。

表 1 发动机规格

Table 1 Engine specifications

参数	数值
排量/L	2.2
缸径/mm	130
行程/mm	166
进气门开启角度/°CA ATDC	-377
进气门关闭角度/°CA ATDC	-196
转速/(r·min ⁻¹)	600

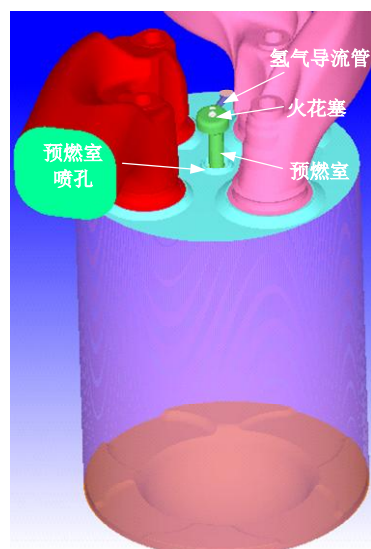


图 1 发动机几何模型

Fig. 1 Engine geometry model

本文的数值模拟采用 Okafor 2019^[17]反应机理。大量研究证实,该机理在以氨、氢、甲烷等^[18]为燃料的发动机上的燃烧与实验能够很好地吻合。该机理共包含 42 个组分和 130 组反应。

数值模拟中,湍流模型采用默认的 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型^[19],燃烧过程使用 SAGE^[20]化学反应模型求解,传热模型选择 O'Rourke-Amsden 模型^[21]。边界条件全部来源于一维 GT-Power,详细数据见表 2;数值模拟时,假定氨以均匀混合气的形式进入气缸。由于 CONVERGE 软件目前

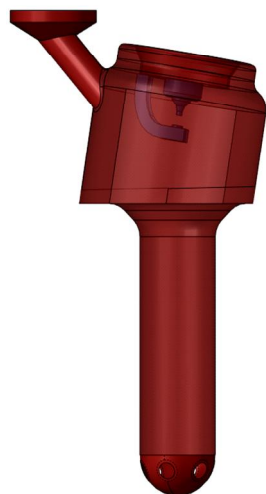


图2 预燃室几何模型

Fig. 2 Pre-chamber geometry model

暂不具备气体燃料的喷雾模型,因此氢气采取以质量流量的形式经导流管路进入预燃室。计算步长采用自动时间步长,最小设置为 $1 \times 10^{-8} \text{ s}$ ^[22]。

表2 边界条件

Table 2 Boundary conditions

边界	设置值
进口	压力、温度
出口	压力、温度
缸盖	358 K
活塞	347 K
缸套	321 K
预燃室顶部	400 K
预燃室中部	580 K
预燃室底部	700 K

1.2 网格设置及模型验证

模拟网格设置采用固定加密和自适应加密相结合的方法。设置基础网格尺寸为4 mm,最小网格尺寸为0.125 mm,主要在火花塞电极位置和预燃室喷孔位置。预燃室壁面网格尺寸固定加密至0.25 mm,保证 Y^+ 值在推荐的30~100^[23]内。另外,分别基于速度梯度和温度梯度设置网格自适应加密。对于速度梯度 $>1 \text{ m/s}$ 或温度梯度 $>25 \text{ K}$ 的区域,设置网格尺寸加密至0.5 mm。

图3为网格无关性分析结果,分别设置基础网格尺寸为6、5、4、3 mm,关注主燃室内平均压力的变化趋势。由图3可知,基础网格尺寸 $<4 \text{ mm}$ 后主燃室内平均压力计算值的变化较小,综合考虑计算精度和效率,选取4 mm基础网格尺寸进行数值模拟。

鉴于GT数据常被用于CFD结果的验证参

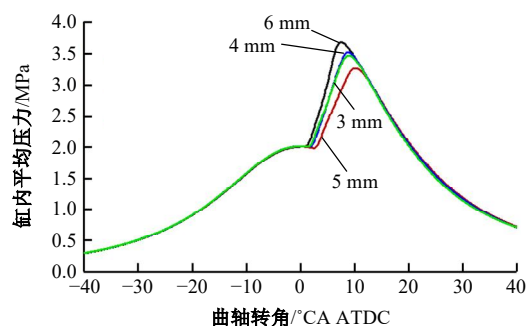


图3 网格无关性验证

Fig. 3 Grid independence validation

考^[24,25],因此在图4中对比了CONVERGE计算的主燃室内平均压力和GT数据的结果。GT模拟时传热模型选择Woschni GT模型,喷氢器和喷氨器选择InjProfileConn,缸内燃烧模型选择EngCylCombSIWiebe模型,并采用有限容积法对热流体进行模拟计算^[2]。

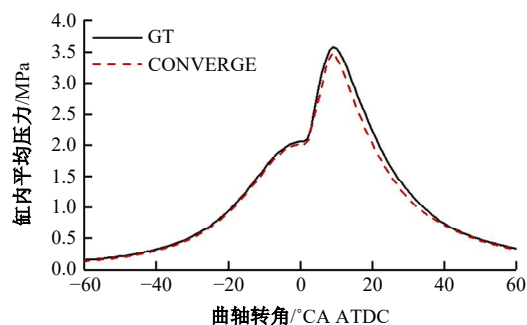


图4 模型精度验证

Fig. 4 Model accuracy validation

由图4可知,CONVERGE计算的峰值压力与GT中数据差异为0.104 MPa,仅为峰值压力的2.9%,同时峰值压力对应的曲轴转角差异也仅有0.1 °CA,属于可接受范畴。因此,认为本文所使用三维计算模型是合理的。

1.3 方案设计

本文将结合上述主动预燃室喷氢引燃氨燃料的发动机及三维CFD仿真方法,分别研究预燃室内氢气喷射压力、喷射结束时刻和喷射脉宽对主燃室内燃烧的影响。

表3给出了本文的研究方案。首先,对喷射压力分别在1、1.5、2、2.5 MPa下喷射脉宽为25 °CA,喷射结束时刻分别为-160、-120、-80、-50 °CA ATDC进行分析,以研究喷射压力和喷射结束时刻对主燃室内燃烧的影响。其次,对喷射压力为2 MPa,喷射脉宽分别为11、18、25、36 °CA,喷射结束时刻分别为-160、-120、-80、

表 3 研究方案

Table 3 Research proposal

方案	喷射压力/ MPa	喷射结束时刻/ °CA ATDC	喷射脉宽/ °CA	喷射量/ mg
1-4	2	-160,-120,-80,-50	18	9
5-8	2	-160,-120,-80,-50	11	5.4
9-12	2	-160,-120,-80,-50	25	12.6
13-16	2	-160,-120,-80,-50	36	18
17-20	1	-160,-120,-80,-50	25	6.3
21-24	1.5	-160,-120,-80,-50	25	9.45
25-28	2.5	-160,-120,-80,-50	25	15.75

-50 °CA ATDC 进行分析,以研究喷射脉宽对主燃室内燃烧的影响。

2 结果与讨论

2.1 喷射参数对主燃室内燃烧影响的分析

本节选取氢喷射压力为 2 MPa,喷射脉宽为 18 °CA 时,不同喷射结束时刻下主燃室内情况进行讨论,以分析氢喷射参数对主燃室内燃烧的主要影响。具体参数设置如表 2 中方案 1~4 所示。

图 5 为不同方案下主燃室内压力及瞬时放热率曲线。结果显示,随着氢喷射结束时刻的不断推迟,主燃室内瞬时放热率曲线峰值逐渐减小,缸压峰值也逐渐减小,同时方案 1 与方案 2 之间的缸压峰值差异较小。这是由主燃室内的燃烧差异所决定的。

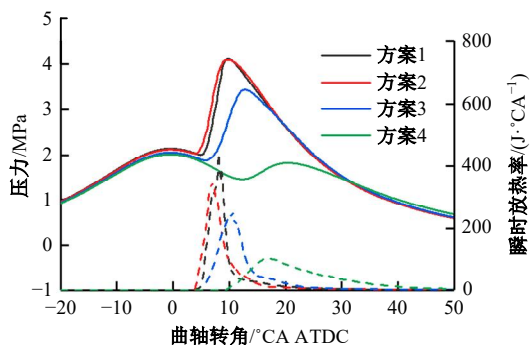


图 5 不同方案下主燃室内压力及瞬时放热率曲线

Fig. 5 In-cylinder pressure and heat release rate with different cases

图 6 给出了不同方案下燃烧周期结果。值得注意的是,随着氢喷射结束时刻的不断推迟,总燃烧周期呈现先缩短后增加的趋势,其中 CA10-CA90 阶段为方案 2 最短,但方案 1 阶段燃烧 CA10-CA50 阶段最短,且随着喷射结束时刻的不断推迟,CA10-CA50 阶段不断增长。这可能是由于 CA10-CA50 阶段主燃室内燃烧受预燃室

火焰射流影响较大,而 CA50-CA90 阶段火焰已充分发展,主燃室内燃烧与火焰射流强度关系不大,主要受主燃室内流场及混合气分布的影响。

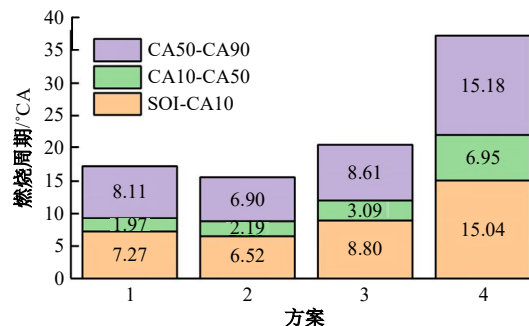


图 6 不同方案燃烧周期

Fig. 6 Combustion duration with different cases

同时,由于方案 1 中 CA10-CA50 阶段燃烧最短,即 CA50 之前燃烧最快,因此其主燃室内瞬时放热率峰值最高,然而其 CA50-CA90 阶段燃烧较慢。相比之下,方案 2 虽然 CA10-CA50 阶段燃烧稍慢,但其 CA50-CA90 阶段燃烧较快,这也使得方案 2 主燃室内压力峰值并没有明显低于方案 1 (见图 5)。

图 7 为不同方案下预燃室内压力及瞬时放热率曲线。预燃室内压力曲线出现两个峰值,其中第 1 个峰值为预燃室内燃烧时所产生的压力峰值,此峰值只与预燃室内燃烧情况相关;而第 2 个峰值则为主燃室内燃烧时产生的压力峰值,此峰值与主燃室内压力峰值基本一致。由图 7 可知,预燃室内瞬时放热率峰值越高,预燃室内第 1 个压力峰值也越高,其与主燃室内压力差就越大,产生的火焰射流强度也就越强。同时,预燃室内瞬时放热率峰值变化趋势与 CA10-CA50 阶段的变化趋势完全一致,说明 CA10-CA50 阶段的燃烧与预燃室内的燃烧或预燃室火焰射流强度强相关。

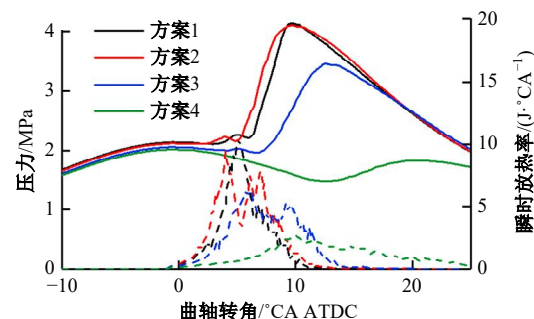


图 7 不同方案下预燃室内压力及瞬时放热率曲线

Fig. 7 Pressure and heat release rate curves of pre-chamber with different cases

图 8 为不同喷射结束时刻下对应 CA10、CA50 和 CA90 的温度分布。由图 8 可知,4 个方案对应的 CA10 时刻均为预燃室高温射流火焰刚刚射入主燃室,而 CA50 对应的时刻处于高温射流火焰喷射过程中。因此,对于 CA10-CA50 阶

段,可以认为是预燃室高温火焰射流开始射入主燃室到火焰射流充分射入并不断膨胀的发展阶段;而 CA50-CA90 阶段则以火焰前锋面的扩散为主。说明 CA10-CA50 阶段燃烧的速度主要受预燃室火焰射流强度的影响。

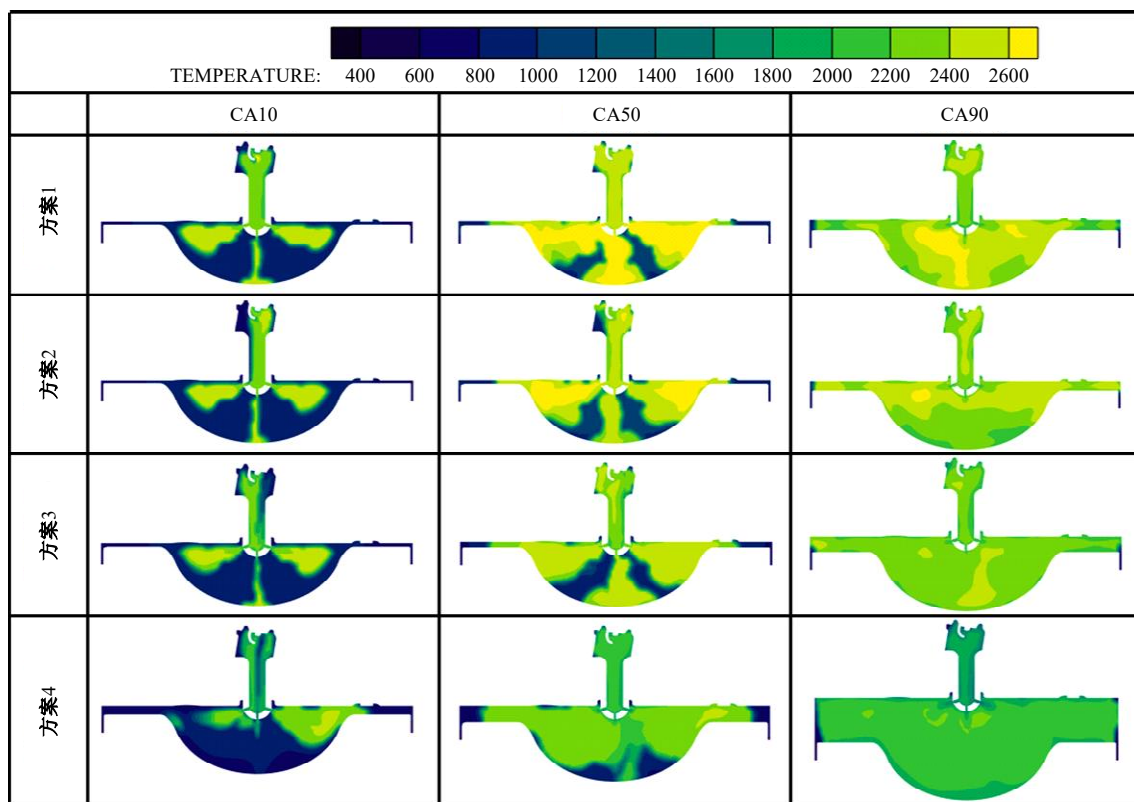


图 8 不同方案下温度分布

Fig. 8 Temperature distribution with different cases

预燃室内燃料燃烧的速度是由燃料的层流火焰速度所决定,而早在几年前就有学者对氢气掺混氢气后的层流火焰速度进行了研究。文献[26]就有提到氢气掺混氢气后的层流火焰速度与混合气的当量比和燃料掺氢比有关,随着燃料掺氢比的增加,混合气层流火焰速度呈指数型增长;而在相同燃料掺氢比下,层流火焰速度呈抛物线型变化,即随着当量比的增加,层流火焰速度先增大后减小,如图 9 所示。

这里所说的燃料掺氢比是指燃料中氢气所占的摩尔比,如式(1)所示:

$$\text{燃料掺氢比} = \frac{\text{mole}_{\text{H}_2}}{\text{mole}_{\text{H}_2} + \text{mole}_{\text{NH}_3}} \quad (1)$$

式中: mole_{H_2} 和 $\text{mole}_{\text{NH}_3}$ 分别为氢气和氨气的摩尔数。

图 10 为不同喷射结束时刻下预燃室内过量空气系数(λ)和燃料掺氢比的变化曲线。

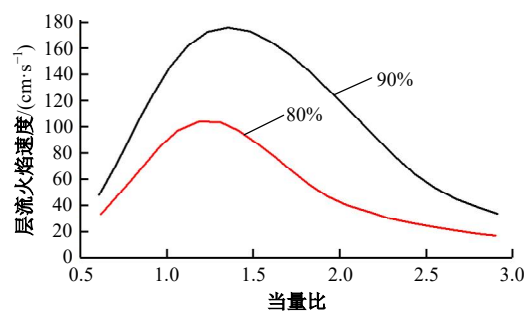


图 9 高掺氢比、303 K、0.1 MPa 下掺氢氨气层流火焰速度随当量比变化

Fig. 9 The laminar burning velocity of the hydrogen enriched ammonia changing with equivalence ratio for high hydrogen fraction at 303 K, 0.1 MPa

结果显示,预燃室内 λ 和燃料掺氢比的变化是相关的,即燃料掺氢比越高,预燃室内 λ 越低。这可由图 11 中点火时刻预燃室内氢气和氨气质量变化关系说明。由图 11 可知,随着喷

射结束时刻的推迟,预燃室内氢气质量逐渐增加,而氨气质量逐渐减少,则燃料掺氢比增高。同时,氨气是以均匀混合气的形式进入燃烧室,预燃室内氨气质量降低也意味着新鲜空气的减少,因此预燃室内 Λ 逐渐降低。

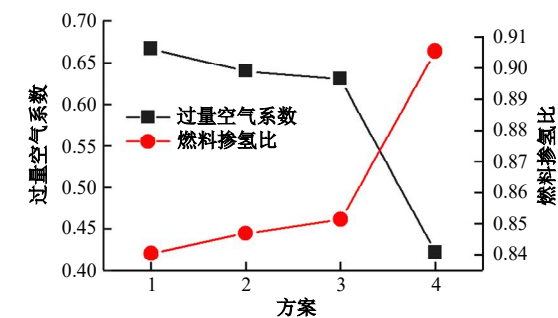


图 10 不同方案点火时刻预燃室内 Λ 和燃料掺氢比变化曲线

Fig. 10 Λ and hydrogen ratio of pre-chamber at the ignition timing with different cases

图 10 中,方案 1~3 燃料掺氢比均为 84%~85%,图 9 中,层流火焰速度最快对应的当量比为 1.3~1.4;而方案 1~3 预燃室内 Λ 为 0.67~0.63(对应当量比为 1.49~1.59)且呈逐渐降低趋势,则其层流火焰速度也逐渐降低,预燃室内燃烧逐渐变慢;而方案 4 虽然掺氢比达到 90%,

但其预燃室内 Λ 显著降低,达到 0.4(当量比为 2.5)的水平,其层流火焰速度将会降低至 50 cm/s 的水平,预燃室内燃烧显著变慢。这也再次印证了图 7 中预燃室内瞬时放热率的结果,也是方案 1 预燃室内燃烧快的原因。

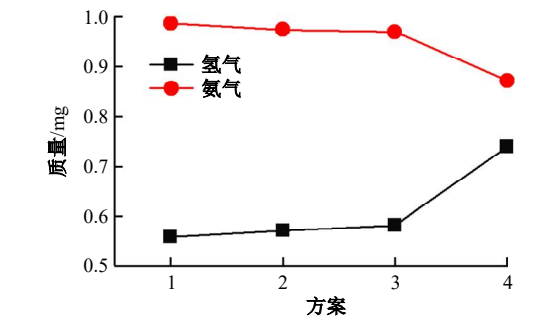


图 11 不同方案点火时刻预燃室内燃料质量变化曲线

Fig. 11 Fuel mass in pre-chamber at the ignition timing with different cases

图 12 给出了方案 1~4 点火时刻预燃室内 Λ 分布情况。由图 12 可知,随着喷射结束时刻的推迟,预燃室头部混合气浓度逐渐增加,即火花塞周围混合气浓度逐渐增加;而预燃室通道内混合气浓度的变化不大,因此,整体来看,喷射结束时刻的改变对预燃室内混合气分布并无明显影响。

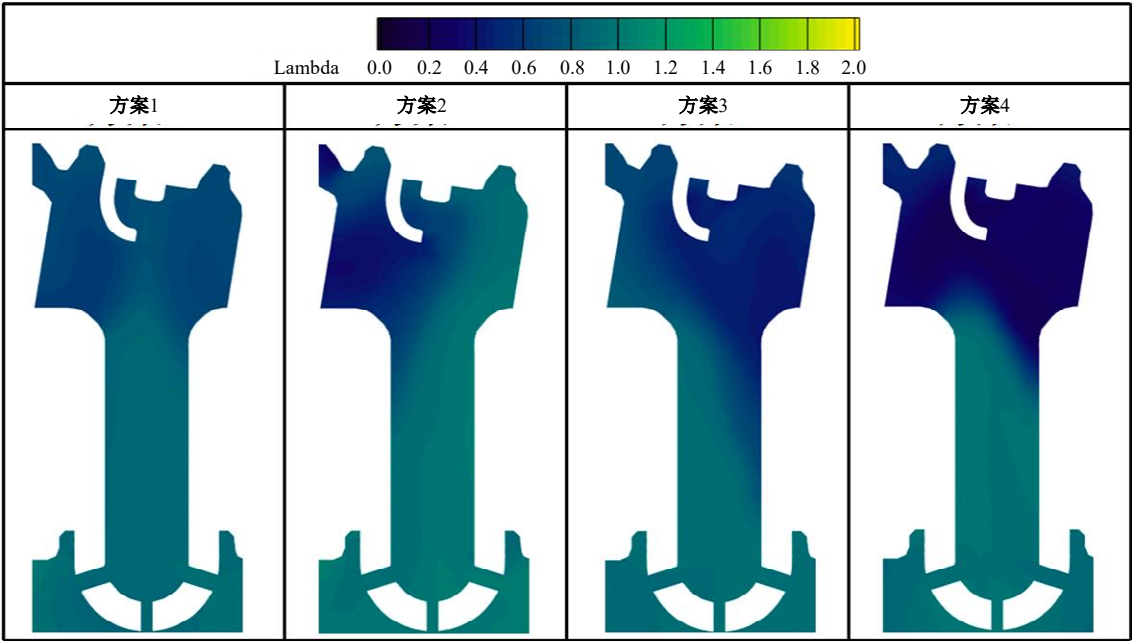


图 12 不同方案点火时刻预燃室内 Λ 分布

Fig. 12 Λ distribution in pre-chamber at the ignition timing with different cases

综合前文分析,在预燃室结构确定的情况下,点火时刻预燃室内氢气质量决定了点火时刻预燃室内 Λ 和燃料掺氢比;而这两个参数直接

决定了燃料层流火焰速度,即预燃室内燃烧速度会直接影响火焰射流强度。因此,可以通过控制点火时刻预燃室内氢气质量来控制预燃室内

Lambda和燃料掺氢比,实现预燃室内最优燃烧并得到最优的火焰射流。

主燃室内燃烧(尤其是CA10-CA50阶段)受火焰射流强度的影响显著,因此通过控制点火时刻预燃室内氢气质量可实现主燃室内CA10-CA50阶段的优化。因此,研究氢喷射参数对主燃室内燃烧的影响可转化为研究其对预燃室内氢气质量的影响。

2.2 喷射压力和喷射结束时刻的影响

本节将通过对比分析喷射脉宽25°CA下不同喷射压力和氢喷射结束时刻对预燃室内氢气质量变化的影响。

图13为不同氢喷射压力和喷射结束时刻下在喷射阶段预燃室内氢气质量随曲轴转角的变化曲线。由图13可知,预燃室内氢气质量在喷射结束后会降低至某一水平,而随着活塞的上行,预燃室内氢气质量将会在此基础上逐渐增加。因此,可以将预燃室内氢气分为两个部分进行分别研究:第1部分为氢气喷射结束后主动留在预燃室内的氢气,即主动氢气;第2部分则为氢气喷射结束后,因活塞上行而从主燃室重新压回预燃室的氢气,即被动氢气。

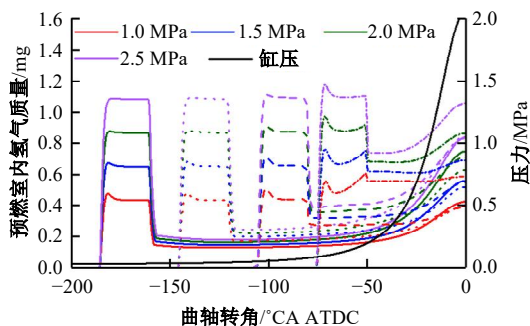


图13 不同喷射压力和喷射结束时刻下预燃室内氢气质量变化曲线

Fig. 13 Hydrogen mass in pre-chamber with different injection pressures and different end of injection timings

首先对主动氢气进行分析。图14为不同喷射压力和喷射结束时刻下喷射结束后留在预燃室内的氢气质量。结果显示,在相同的喷射结束时刻下,随着喷射压力的增加,喷射结束后留在预燃室内的氢气质量也逐渐增加;而在喷射压力不变的情况下,随着喷射结束时刻的逐渐推迟,喷射结束后留在预燃室内的氢气质量也逐渐增加,且增幅也在不断变大。这是压缩行程活塞上行,主燃

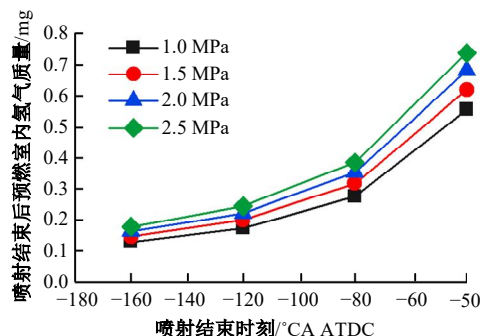


图14 不同喷射压力和喷射结束时刻下喷射结束后预燃室内氢气质量变化曲线

Fig. 14 Hydrogen mass in pre-chamber at the end of injection with different injection pressures and different end of injection timings

室内压力升高率逐渐增加导致的。

其次对被动氢气进行分析。图15为不同喷射压力和喷射结束时刻下喷射结束至点火时刻被压回预燃室内的氢气质量。结果显示,在喷射结束时刻不变下,随着喷射压力的增加,被压回预燃室内的氢气质量也逐渐增加。这可能是喷射脉宽不变喷射压力增加导致喷射量增加,高喷射压力方案的主燃室内存在更多的氢气,因此也会有更多的氢气被压回预燃室。

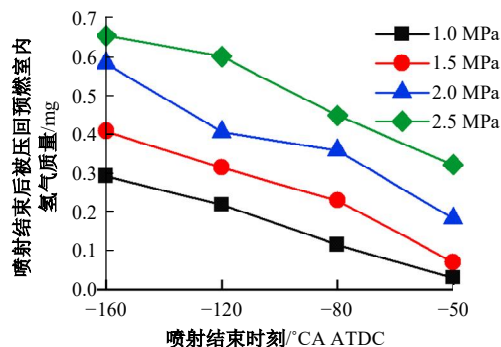


图15 不同喷射压力和喷射结束时刻下喷射结束后被压回预燃室内氢气质量变化曲线

Fig. 15 Mass of hydrogen entered to pre-chamber at the end of injection with different injection pressures and different end of injection timings

在喷射压力保持不变情况下,随着喷射结束时刻的推迟,被压回预燃室内的氢气质量逐渐减少。这是由于喷射结束时刻越晚,离上止点时刻越近,氢气被压回预燃室的时间更短,因此被压回预燃室内的氢气量也会减少。

图16为不同喷射压力和喷射结束时刻下点火时刻预燃室内的氢气质量。由图16可知,在相

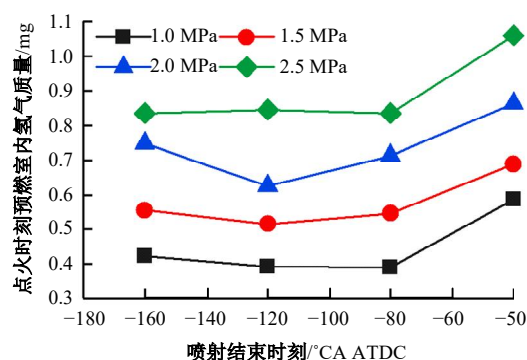


图 16 不同喷射压力和喷射结束时刻下点火时刻预燃室内氢气质量变化曲线

Fig. 16 Mass of hydrogen inside pre-chamber at the ignition timing with different injection pressures and different end of injection timings

同的喷射结束时刻下,随着喷射压力的增加,点火时刻预燃室内氢气质量也逐渐增加。而在相同的喷射压力下,随着喷射结束时刻的逐渐推迟,点火时刻预燃室内氢气质量并非呈现逐渐增加的趋势,而是呈一种波动态势。这是由于随着喷射结束时刻的推迟,喷射结束后留在预燃室内的氢气质量逐渐增加,而喷射结束后被压回预燃室内的氢气质量却在逐渐减少。

2.3 喷射脉宽的影响

图 17 和图 18 分别为喷射压力 2 MPa,喷射脉宽分别为 11、18、25、36 °CA,喷射结束时刻分别为 -160、-120、-80、-50 °CA ATDC 时,喷射结束后留在预燃室内氢气质量和被压回预燃室内的氢气质量变化曲线。

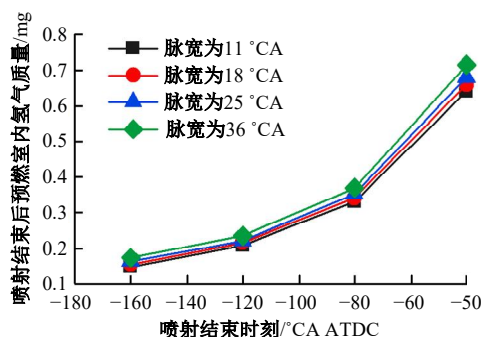


图 17 不同喷射脉宽和喷射结束时刻下喷射结束后预燃室内氢气质量变化曲线

Fig. 17 Hydrogen mass in pre-chamber at the end of injection with different injection pulses and different end of injection timings

由图 17 可知,相同喷射结束时刻下,随着喷射脉宽的增加,喷射结束后留在预燃室内的氢气质量也逐渐增加,但增加幅度并不大。可以认为喷射脉宽虽然对喷氢结束后留在预燃室内的氢气质量有影响,但影响并不明显。

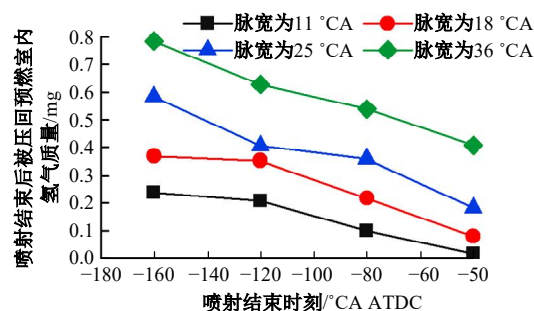


图 18 不同喷射脉宽和喷射结束时刻下喷射结束后被压回预燃室内氢气质量变化曲线

Fig. 18 Mass of hydrogen entered to pre-chamber at the end of injection with different injection pulses and different end of injection timings

由图 18 可知,相同喷射结束时刻下,随着喷射脉宽的增加,喷射结束到点火时刻被压回预燃室内的氢气质量也逐渐增加。这可能是由于相同喷射压力下,喷射脉宽越长,喷射的氢气量也越多,主燃室内氢气量多也就更容易被压回预燃室内。

图 19 为不同喷射脉宽和喷射结束时刻下喷射结束后被压回预燃室内的氢气质量占其喷氢总量之比的变化曲线。由图 19 可知,喷射结束时刻在 -160、-120 °CA ATDC 时,喷射结束后被压回预燃室内的氢气质量占比与喷射脉宽的变化似

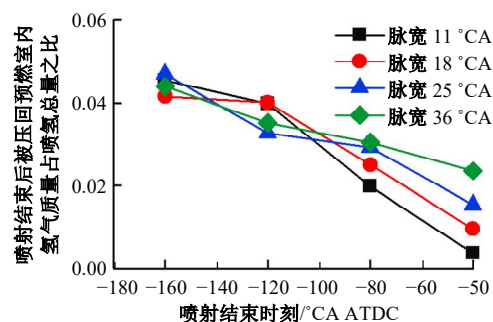


图 19 不同喷射脉宽和喷射结束时刻下喷射结束后被压回预燃室内氢气质量占其喷氢总量之比的变化曲线

Fig. 19 Ratio of hydrogen mass entered to pre-chamber to total mass of injection at the end of injection with different injection pulses and different end of injection timings

乎并没有明显的联系;而喷射结束时刻在 -80° 、 -50° CA ATDC 时,随着喷射脉宽的逐渐增加,喷射结束后被压回预燃室内的氢气质量占比也逐渐升高。

这可能是由于喷射结束时刻较早时,氢气在主燃室内有充足的时间进行混合;即使喷射脉宽较短,在氢气被压回预燃室之前也已经在主燃室内形成较均匀的混合气,因此被压回预燃室内的氢气量受喷射脉宽的影响不大。当喷射结束时刻较晚时,主燃室内氢气在被压回预燃室前不能很好地混合;而此时由预燃室射入主燃室内的浓混合气也被气流吹向远离预燃室的位置,因此被压回预燃室内的混合气氢气浓度也较低。当喷射脉宽增加,即喷射起始角提前时,氢气在主燃室内混合的时间增加,混合均匀性会更好,因此被压回预燃室内的氢气量也会增加。

3 结 论

(1) 预燃室内氢气喷射参数对氨燃料内燃机主燃室内燃烧有十分显著的影响,尤其在 CA10–CA50 阶段,甚至有着主导作用。

(2) 预燃室内氢喷射参数对主燃室内燃烧影响的关键在于点火前预燃室内混合气 λ 和燃料掺氢比,即预燃室内氢气质量。预燃室内氢气质量越多,混合气 λ 越低,燃料掺氢比越高。

(3) 对预燃室内氢气质量的变化进行研究发现,从开始喷氢到点火前可将预燃室内氢气质量变化过程分为两个部分:第 1 部分为喷射结束后直接留在预燃室内的氢气,即主动氢气;第 2 部分为喷射结束后,因活塞上行被压回预燃室内的氢气,即被动氢气。

(4) 第 1 部分主动氢气受到氢喷射压力、喷射结束时刻和喷射脉宽的共同影响,且喷射结束时刻越晚影响越明显,而喷射脉宽的影响最小。喷射压力越高,喷射结束时刻越晚,喷射脉宽越长,喷射结束后留在预燃室内的氢气质量也越多。

(5) 第 2 部分被动氢气受喷射结束时刻的影响较明显。喷射结束时刻越晚,被压回预燃室内的氢气质量就越少。

参考文献:

[1] Cardoso J S, Silva V, Rocha R C, et al. Ammonia

as an energy vector: current and future prospects for low-carbon fuel applications in internal combustion engines[J]. Journal of Cleaner Production, 2021, 296: No. 126562.

[2] 王忠恕, 阿帝雅, 杜耀东, 等. 气门正时对直喷氢内燃机性能影响的数值模拟[J/OL]. 吉林大学学报:工学版. <https://doi.org/10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20231121>.

Wang Zhong-shu, A Di-ya, Du Yao-dong, et al. Numerical simulation of the effect of valve timing on the performance of in-cylinder direct-injection hydrogen internal combustion engine[J/OL]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), <https://doi.org/10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20231121>.

[3] Liu L, Wu Y, Wang Y. Numerical investigation on the combustion and emission characteristics of ammonia in a low-speed two-stroke marine engine[J]. Fuel, 2022, 314: No. 122727.

[4] 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.

[5] 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]. Fuel Processing Technology, 2023, 247: No. 107780.

[6] D'Antuono G, Lanni D, Galloni E, et al. Numerical modeling and Simulation of a spark-ignition engine fueled with ammonia-hydrogen blends[J]. Energies, 2023, 16(6): No. 2543.

[7] Gu X, Ji C W, Wang S F, et al. Experimental study on the effect of hydrogen substitution rate on combustion and emission characteristics of ammonia internal combustion engine under different excess air ratio[J]. Fuel, 2023, 343: No. 127992.

[8] Li J G, Zhang R, Pan J Y, et al. Ammonia and hydrogen blending effects on combustion stabilities in optical SI engines[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 280: No. 116827.

[9] Liu S, Lin Z L, Zhang H, et al. Impact of ammonia addition on knock resistance and combustion performance in a gasoline engine with high compression ratio[J]. Energy, 2023, 262: No. 125458.

[10] Liu F N, Zhou L, Hua J X, et al. Effects of pre-chamber jet ignition on knock and combustion characteristics in a spark ignition engine fueled with kerosene

- [J]. Fuel, 2021, 293: No. 120278.
- [11] Liu Z K, Zhou L, Wei H Q. Experimental investigation on the performance of pure ammonia engine based on reactivity controlled turbulent jet ignition[J]. Fuel, 2023, 335: No. 127116.
- [12] Wang Z, Ji C W, Wang D, et al. Analysis of the combustion characteristics of ammonia/air ignited by turbulent jet ignition with assisted hydrogen injection in pre-chamber[J]. Fuel, 2024, 367: No. 131513.
- [13] Chen L, Zhao W K, Zhang R, et al. Numerical study of HTJI on combustion characteristics of neat ammonia engine under atmospheric intake conditions [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, 68: 453-462.
- [14] Wang Z, Qi Y L, Sun Q Y, et al. Ammonia combustion using hydrogen jet ignition (AHJI) in internal combustion engines[J]. Energy, 2024, 291: No. 130407.
- [15] Hua J X, Zhou L, Gao Q, et al. Influence of pre-chamber structure and injection parameters on engine performance and combustion characteristics in a turbulent jet ignition (TJI) engine[J]. Fuel, 2021, 283: No. 119236.
- [16] Wang B, Xie F X, Hong W, et al. Extending ultra-lean burn performance of high compression ratio pre-chamber jet ignition engines based on injection strategy and optimized structure[J]. Energy, 2023, 282: No. 128433.
- [17] 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.
- [18] Berwal P, Kumar S. Laminar burning velocity measurement of $\text{CH}_4/\text{NH}_3/\text{H}_2$ -air premixed flames under engine relevant conditions[J]. Fuels, 2023, 331: No. 125809.
- [19] Han Z, Reitz R D. Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG κ - ϵ models[J]. Combustion Science and Technology, 1995, 106(4-6): 267-295.
- [20] Thelen B C, Toulson E. A computational study on the effect of the orifice size on the performance of a turbulent jet ignition system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2017, 231(4): 536-554.
- [21] Xu L N, Li G, Yao Mi F, et al. Numerical investigation on the jet characteristics and combustion process of an active prechamber combustion system fueled with natural gas[J]. Energies, 2022, 15(15): No. 5356.
- [22] Bigalli S, Catalani I, Balduzzi F, et al. Numerical investigation on the performance of a 4-stroke engine with different passive pre-chamber geometries using a detailed chemistry solver[J]. Energies, 2022, 15(14): No. 4968.
- [23] Kim J, Scarcelli R, Som S, et al. Numerical investigation of a fueled pre-chamber spark-ignition natural gas engine[J]. International Journal of Engine Research, 2022, 23(9): 1475-1494.
- [24] Margot X, Quintero P, Gómez-Soriano J, et al. Implementation of 1D - 3D integrated model for thermal prediction in internal combustion engines[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 194: No. 117034.
- [25] Babayev R, Im H G, Andersson A, et al. Hydrogen double compression-expansion engine (H2DCEE): a sustainable internal combustion engine with 60%+ brake thermal efficiency potential at 45 bar BMEP[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 264: No. 115698.
- [26] 王杜. 富氧及掺氢氨气预混层流基础燃烧特性研究[D]. 北京: 北京工业大学能源与动力工程学院, 2021.
- Wang Du. Investigation on fundamental characteristics of oxygen and hydrogen enriched ammonia laminar premixed combustion[D]. Beijing: School of Energy and Power Engineering, Beijing University of Technology, 2021.