

# 过量空气系数和点火时刻对缸内直喷氢内燃机燃烧与排放特性的影响研究

贾 滨<sup>1</sup>, 黄泽远<sup>2</sup>, 胡 祯<sup>2</sup>, 周 磊<sup>2</sup>, 钟力嘉<sup>2</sup>, 卫海桥<sup>2</sup>

(1. 天津内燃机研究所, 天津 300072; 2. 天津大学 先进内燃动力全国重点实验室, 天津 300072)

## Effects of Excess Air Coefficients and Spark Timing on Combustion and Emission Characteristics of an In-Cylinder Direct Injection Hydrogen Internal Combustion Engine

JIA Bin<sup>1</sup>, HUANG Zeyuan<sup>2</sup>, HU Zhen<sup>2</sup>, ZHOU Lei<sup>2</sup>, ZHONG Lijia<sup>2</sup>, WEI Haiqiao<sup>2</sup>

(1. Tianjin Internal Combustion Engine Research Institute, Tianjin 300072, China; 2. State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

**Abstract:** Based on a three-dimensional model of an in-cylinder direct injection hydrogen internal combustion engine, the effects of excess air coefficients and spark time on the combustion and emissions were investigated. The results showed that with the decrease of excess air coefficient from 2.5 to 2.1, the peak cylinder pressure increased from 6.9 MPa to 10.5 MPa, and the peak cylinder pressure phase advanced from 18.0° after top dead center (ATDC) to 12.5° ATDC. The decrease of the excess air coefficient increased the rich-mixture region which accumulated near the spark plug and cylinder wall. In addition, with the decrease of the excess air coefficient, the flame speed was accelerated and the combustion temperature was increased, which led to an increase in NO<sub>x</sub> emissions. With the advance of spark timing from 5° before top dead center (BTDC) to 9° BTDC, the peak cylinder pressure increased from 7.9 MPa to 9.3 MPa, and the peak cylinder pressure phase advanced from 18.5° ATDC to 14.0° ATDC. With the advance of spark timing, the average cylinder temperature increased from 1 900 K to 2 050 K, which led to an increase in NO<sub>x</sub> emissions.

**摘要:** 基于一台缸内直喷氢内燃机三维模型,开展了过量空气系数和点火时刻对缸内直喷氢内燃机燃烧与排放的影响研究。研究表明:随着过量空气系数从2.5降低至2.1,缸压峰值从6.9 MPa增加到10.5 MPa,缸压峰值相位从压缩上止点后18.0°提前到了上止点后12.5°。降低的过量空气系数增大了浓混合气区域,积聚在火花塞附近及气缸壁面附近。此外,过量空气系数的降低加快燃烧速度并升高燃烧温度,导致NO<sub>x</sub>排放增加。随着点火时刻从上止点前5°提前至上止点前9°,缸压峰值从7.9 MPa增加到9.3 MPa,缸压峰值相位从上止点后18.5°提前到上止点后14.0°。点火时刻的提前使缸内平均温度从1 900 K上升到2 050 K,导致了NO<sub>x</sub>排放增加。

**关键词:** 过量空气系数;点火时刻;燃烧;排放;缸内直喷氢发动机

收稿日期: 2024-05-27

修回日期: 2024-07-18

基金项目: 国家杰出青年科学基金项目(51825603)

Foundation Item: National Science Fund for Distinguished Young Scholars (51825603)

作者简介: 贾 滨(1977—),男,博士,副教授,主要研究方向为清洁燃料内燃机, E-mail: jiabin@cleanengines.com;

卫海桥(通信作者), E-mail: whq@tju.edu.cn。

**Key words:** excess air coefficient; spark timing; combustion; emission;  
in-cylinder direct injection hydrogen engine

**DOI:** 10.13949/j.cnki.njgc.2025.02.002

**中图分类号:** TK401

## 0 概述

随着传统能源需求的不断提升和环境污染问题的日益严峻,世界各大汽车生产国先后将发展清洁能源汽车作为国家发展战略,旨在节约能源并降低汽车尾气排放<sup>[1-2]</sup>。近几年,欧洲各国掀起了燃油车禁售风潮。中国宣布将在2030年前实现碳达峰,2060年实现碳中和。以上种种因素都推动着传统内燃机向高效清洁燃烧的技术路线发展<sup>[3]</sup>。燃料的低碳、碳中性和零碳化将是内燃机的未来之路<sup>[4]</sup>。其中,氢能由于其良好的燃烧性能、几乎为零的污染物排放及可再生的特性受到广泛关注,被誉为内燃机零碳化最有潜力的替代燃料之一<sup>[2]</sup>。氢内燃机由于其改造简单、成本低廉、耐久性良好及内燃机生产技术路线成熟等优势受到各国研究人员的关注。自20世纪90年代以来,人们一直在努力开发各种类型的氢内燃机<sup>[5-7]</sup>。其中,由于进气道燃料喷射(port fuel injection, PFI)氢内燃机具有易形成均质混合气等优势,成为世界各国研究人员的研究热点<sup>[8-9]</sup>。但是由于PFI氢内燃机易回火、功率密度低等问题,阻碍了氢内燃机性能的进一步提升<sup>[10-11]</sup>。而缸内直喷氢内燃机不存在上述问题,随着高压储氢和氢气直喷喷嘴技术的发展,缸内直喷氢内燃机成为近年来研究的热点<sup>[11-13]</sup>。

近年来,众多研究人员和学者对缸内直喷氢内燃机的燃烧和排放特性进行了深入研究。文献[14]中研究了均匀混合气、稀薄条件下的均匀混合气(lean homogeneous commixture, LHC)及稀薄条件下的分层混合气(lean stratified commixture, LSC)对直喷氢内燃机燃烧与排放特性的影响。结果表明,LSC条件下的低负荷工况指示热效率最高,但在局部富氧的混合气燃烧后具有很高的 $\text{NO}_x$ 排放,而LHC条件下的 $\text{NO}_x$ 排放最低。文献[15]中研究了增压对稀薄燃烧条件下的直喷氢内燃机燃烧特性的影响,结果表明随着增压程度的增加, $\text{NO}_x$ 排放明显增加,优化喷氢开始时刻(start of injection, SOI)和过量空气系数 $\lambda$ 抑制了 $\text{NO}_x$ 排放。文献[16]中使用高压氢气直喷喷嘴研究了30 MPa喷射压力下不同喷氢时刻对燃烧特性的影响,结果表明缸内直喷有着更高的指示热效率。尽管缸内直喷氢内燃机在热效率方面

表现良好,但高温燃烧导致较高的 $\text{NO}_x$ 排放<sup>[17-18]</sup>。文献[19-20]中研究表明,在相对均匀的混合物中, $\text{NO}_x$ 排放与过量空气系数密切相关,这是由于过量空气系数决定了燃烧温度和氧气含量。尽管学者们针对氢内燃机已有诸多研究,在稀燃条件下的缸内直喷氢内燃机的缸内混合气分布、燃烧和排放还未得到全面的研究。不同过量空气系数 $\lambda$ 和点火时刻(spark timing, ST)对缸内直喷氢内燃机燃烧和排放特性的影响尚不清晰。因此,有必要开展过量空气系数和点火时刻对缸内直喷氢内燃机混合气形成、燃烧和排放特性的影响研究。

针对上述问题,本文中基于某型氢内燃机的三维模型,使用三维计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)仿真软件,采用数值模拟的方法开展了不同过量空气系数和点火时刻对直喷氢内燃机的混合气形成、燃烧和排放特性的影响研究。研究结果有助于优化直喷氢内燃机性能,并为降低 $\text{NO}_x$ 排放提供理论指导。

## 1 模型建立与验证

### 1.1 三维模型

基于CONVERGE三维仿真软件搭建三维模型。相比于试验研究,三维数值模拟可以利用计算流体力学研究缸内湍流、温度场和混合气分布及燃烧的中间产物。图1是一台直列3缸四冲程涡轮增压氢内燃机其中一个缸的几何模型。模型包括进排气道、进排气门、火花塞、氢气喷嘴、气缸等结构。在火花塞处布置一个监测点,用于监测局部压力、温度等参数。发动机的基本参数如表1所示。

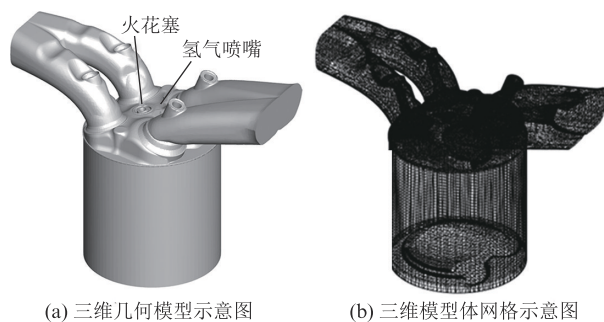


图1 三维模型示意图

Figure 1 Three-dimensional model diagram

表 1 发动机基本参数

Table 1 Basic parameters of the engine	
项目	参数
发动机类型	直列 3 缸四冲程涡轮增压
压缩比	13
缸径/mm	82
行程/mm	93.2
连杆长度/mm	143.8
排量/L	1.48
燃料	氢气

根据对该模型的网格无关性验证,综合考虑计算精度和计算效率,针对该模型的计算域采用了 4.000 mm 基础网格尺寸,并在此基础上采用不同的加密策略和加密等级,如表 2 所示。加密  $n$  级后的网格尺寸为  $d_{\text{base}}/2n$  mm,  $d_{\text{base}}$  是基础网格尺寸,如果同一个网格被多个加密策略加密,以最高等级为准。燃烧室采用基于速度和温度梯度自适应加密,最大加密至 3 级,加密后的燃烧室内网格最大尺寸不超过 0.500 mm,以确保捕捉到火焰的发展过程。火花塞附近的网格加密至 0.125 mm 以保证该模型能够精确地预测火核形成及发展过程。最后,为了精确地模拟氢气喷射过程,氢气喷嘴内部及出口附近分别加密至 0.250 mm 和 0.500 mm。

表 2 加密策略及等级

Table 2 Mesh encryption strategy and level	
加密区域	加密策略及策略等级
燃烧室	自适应加密,策略 3
缸内、进排气门附近	固定加密,策略 2
进排气道	固定加密,策略 1
氢气喷嘴出口附近	固定加密,策略 3
氢气喷嘴内部	固定加密,策略 4
火花塞	固定加密,策略 5

湍流会增强动量、能量和物质的混合,在不引入湍流模型的情况下很难准确获得 CFD 模拟结果。目前描述湍流燃烧的数值方法有三种:雷诺平均(Reynolds average Navier-Stokes, RANS)、大涡模拟(large eddy simulation, LES)、直接数值模拟(direct numerical simulation, DNS)。本文采用的是两方程(re-normalization group, RNG)  $\kappa$ - $\epsilon$  模型,该模型较好地实现了计算精度与计算速度之间的平衡,被广泛应用于发动机数值模拟研究中。内燃机中包含复杂的燃烧现象,燃烧模型的选用对计算结果的影响是至关重要的。本文选用的是基于火焰面的  $G$  方程燃烧模型,该燃烧模型因简单且准确性高

而广泛用于发动机的工作过程模拟。该模型通过引入非反应标量  $G$  的输运来描述火焰的传播过程。

1.2 氢气喷雾验证

氢气喷射对缸内的气流运动和混合气形成有着至关重要的影响。为了验证 RNG  $\kappa$ - $\epsilon$  湍流模型可以准确地预测气缸内的气流运动、喷氢过程及混合气形成的过程,本文中基于一台光学定容弹试验台架,采用纹影成像法进行了氢气喷雾试验。试验的喷射压力  $p_{\text{inj}}$  为 15 MPa,背景压力  $p_b$  为 0.6 MPa,通过高速摄影机捕捉氢气喷雾的过程,帧率为 40 000 帧/s。同时建立和定容弹试验台架相同尺寸的定容弹三维模型,在与试验相同的工况下,使用 RNG  $\kappa$ - $\epsilon$  湍流模型对氢气喷雾进行模拟。图 2 为 15 MPa 喷射压力下的试验与模拟图像对比,分别采用喷射开始后 0.3 ms~1.2 ms 的氢气喷雾试验与模拟图像,时间间隔为 0.3 ms。可以看到由于背景气体的阻力的影响,氢气喷雾的贯穿距并非呈线性增加,而是先迅速增加,随后逐渐降低。在喷雾的总体形态上,可以明显地看出喷雾的范围及形态发展过程,及由于湍流的随机性,喷雾的边界呈现非线性的状态,仿真结果与试验基本吻合。

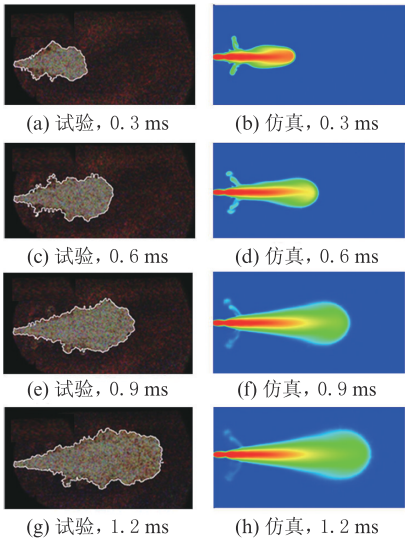


图 2 氢气喷雾形态试验与模拟结果对比

Figure 2 Comparison of experimental and simulated results of the hydrogen spray pattern

喷雾贯穿距是燃料喷雾非常重要的特性。喷雾贯穿距体现了喷雾沿喷射方向的扩散程度,某一时刻喷雾贯穿距越大,说明喷雾的扩散越快,与环境气体的混合越充分。图 3 为 15 MPa 喷射压力下的试验与模拟贯穿距对比。为了更好地衡量计算模型对喷雾贯穿距的预测结果的准确性,采用平均误差(即将试验与仿真各个时刻的贯穿距的误差取平均值的方法)进行评估。经计算,试验与仿真的误差为 3.95%,精度均在 5% 以内。由此可以认为,在这个工况下,仿真模型对喷雾贯



穿距的预测结果与试验结果基本保持一致。

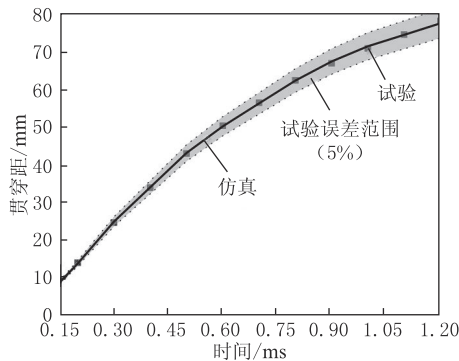


图3 氢气喷射过程试验与模拟结果对比

Figure 3 Comparison of experimental and simulated results of the hydrogen jet penetration

1.3 燃烧过程验证

在氢气喷射过程被验证的基础上,对燃烧模型模拟的氢气燃烧过程的精确性进行验证。 $G$  方程模型的湍流火焰速度是基于层流火焰速度计算得到的,所以首先需要对层流火焰速度模型进行优化和标定。完成层流火焰速度的标定之后,选取若干工况验证模型的准确性。图4所示为 $p_{inj}=15\text{ MPa}$ 时缸内压力和瞬时放热率试验与模拟对比。图中HRR为放热率(heat release rate),图中阴影区域为试验所得的200个循环的缸压曲线组成,带数据点的实线表示上述200循环的平均缸内压力曲线,虚线则表示模拟计算结果。在喷射压力为15 MPa,过量空气系数 $\lambda$ 为2.3,喷氢时刻为 $-90^\circ$ (本文中的曲轴转角 $0^\circ$ 对应压缩冲程上止点,正值表示上止点后曲轴转角度数,负值表示上止点前曲轴转角度数)的工况下,模拟的缸压和放热率与试验基本吻合,燃烧相位和压力峰值与试验结果基本一致。模拟的放热率在下降阶段与试验值有一定偏差,这可能是试验过程中混合气分布的随机性、初始条件的波动及热损失等因素造成的。由此可知,本文建立的发动机模型的计算结果是准确可靠的。

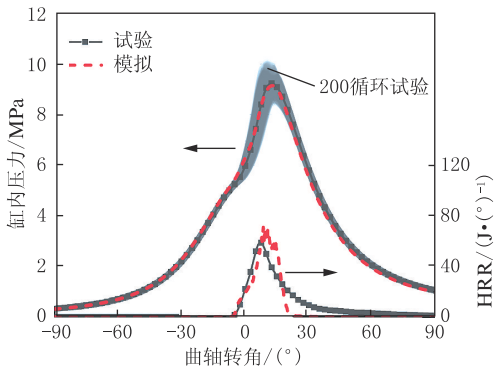


图4 缸内压力和瞬时放热率试验与模拟结果对比

Figure 4 Comparison of experimental and simulated hydrogen in-cylinder pressures and heat release rates

1.4 研究工况

为了探究过量空气系数和点火时刻对缸内直喷氢内燃机燃烧和排放的影响,分别采用控制变量法进行研究。首先,在固定点火时刻为 $-9^\circ$ 的条件下,将过量空气系数 $\lambda$ 从2.1逐渐提高至2.5,以研究过量空气系数对缸内直喷氢内燃机燃烧和排放的影响;其次,固定过量空气系数不变,将点火时刻从 $-9^\circ$ 逐渐推迟到 $-5^\circ$ ,以研究点火时刻对缸内直喷氢内燃机燃烧和排放的影响。具体工况如表3所示。

表3 模拟工况

Table 3 Simulation conditions

项目	参数
转速/( $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ )	2 500
喷氢开始时刻/( $^\circ$ )	$-90$
点火时刻/( $^\circ$ )	$-9, -7, -5$
过量空气系数	2.1、2.2、2.3、2.4、2.5
进气压力/MPa	0.16
进气温度/K	305

2 结果与讨论

2.1 过量空气系数对燃烧和排放的影响

氢气空气混合气可在过量系数超过3.0的条件下稳定燃烧,但是过于稀薄的燃烧会导致排气能量不足和燃烧速度急剧降低。此外,由于氢气极低的最小点火能量,在过量空气系数低于2.0的工况下易于发生早燃、回火或爆震等不正常燃烧现象。以往的试验研究表明过量空气系数2.1~2.5的范围为氢内燃机最佳热效率区间,因此选用了过量空气系数2.1~2.5的工况进行仿真研究。图5为不同曲轴转角时刻和过量空气系数下混合气分布及流场发展过程,切片位置为经过氢气喷嘴和火花塞的轴线竖直面。可以看到,在相同喷氢时刻下,由于氢气喷嘴中置,氢气喷雾碰撞活塞之后向四周扩散,随着压缩进程的推进,活塞向上运动,氢气大部分集中在压缩余隙中,这种情况随着过量空气系数的增大更为明显。所以在点火时刻 $-9^\circ$ 、过量空气系数为2.1的工况下在活塞凹坑和火花塞附近氢气分布较为均匀,其余过量空气系数为2.3和2.5的2个工况在活塞凹坑和火花塞附近氢气分布较为稀薄,局部过量空气系数达到3.0以上。

图6为不同过量空气系数下缸压和放热率的变化趋势图。可以看到,在点火时刻不变的情况下,随着过量空气系数从2.5降低至2.1,缸压峰值从6.9 MPa增加到10.5 MPa,缸压峰值相位从 $18.0^\circ$ 提前至 $12.5^\circ$ 。这是由于更浓的混合气更易于被点燃,且具有更快速的燃烧放热。放热率曲线与缸压类似,在点火时刻不变的情

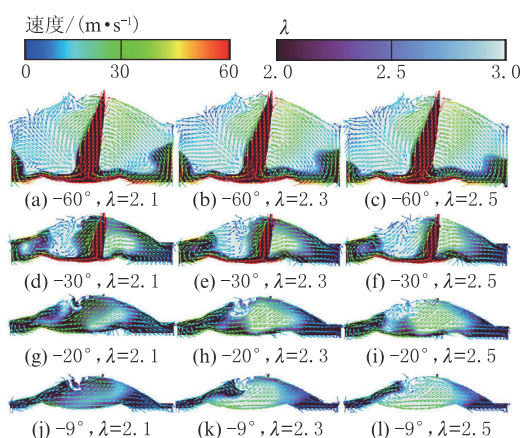


图5 不同曲轴转角时刻和过量空气系数下混合气分布及流场发展过程

Figure 5 Comparison of experimental and simulated in-cylinder pressures and heat release rates at different crank angles and excess air coefficients

况下,随着过量空气系数的减小,放热率峰值增大,最高达到  $75 \text{ J}/(^{\circ})$ ,放热率峰值相位提前至  $6^{\circ}$ 。从缸压和放热率的变化趋势也可以看出,随着过量空气系数的减小,燃烧速度更加迅速,快速的燃烧有利于热效率的提升。

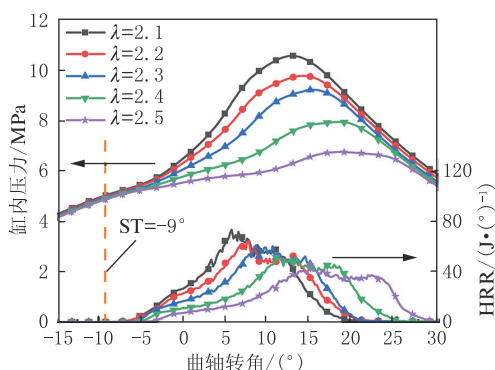


图6 不同过量空气系数下的缸压和放热率

Figure 6 In-cylinder pressures and heat release rates at different excess air coefficients

图7给出了不同过量空气系数下缸内OH质量随曲轴转角变化的趋势,更详细地表现了火焰燃烧和反应过程。可以看到,缸内OH质量总体来看与缸压类似,呈现出先增加后降低的趋势,这很好地解释了缸压曲线及放热率曲线的变化。随着过量空气系数的降低,缸内OH质量峰值有着显著的增加,最高达到  $88 \times 10^{-8} \text{ kg}$ ,且OH质量峰值相位提前至  $14^{\circ}$ 。

图8和图9分别展示了不同曲轴转角时刻和过量空气系数下缸内火焰发展过程的温度分布和当量比分布。由图8可以看到,在  $\lambda=2.1$  的工况下高温区的面积要远大于  $\lambda=2.5$  的工况,而且颜色更深,温度更高。这

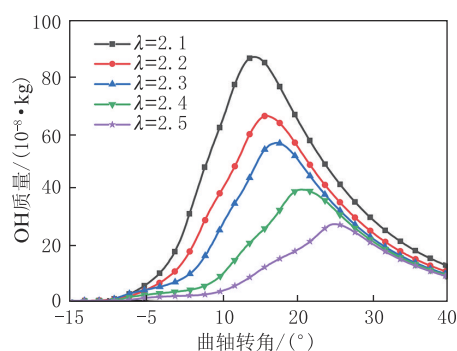


图7 不同过量空气系数下缸内OH质量

Figure 7 OH mass in the cylinder at different excess air coefficients

是由于更浓的混合气燃烧温度更高且传播更快。在点火时刻相同的情况下,随着过量空气系数的降低,在火花塞附近的混合气浓度更高,混合气被点燃后,火焰发展更加迅速,燃烧速度更快,燃烧的温度也更高,高温区分布在火花塞附近及气缸四周的余隙中,同时也是浓混合气区域。火花塞附近积聚的浓混合气是加速前期火焰传播过程的关键。从图9可以清晰地看到浓混合气分布在气缸四周的余隙中,点火后  $\lambda$  为 2.1 的工况混合得更均匀,同时火焰发展的形状也更接近为圆形。随着火焰进程的推进,高温区逐渐扩展到缸内四周的余隙中。

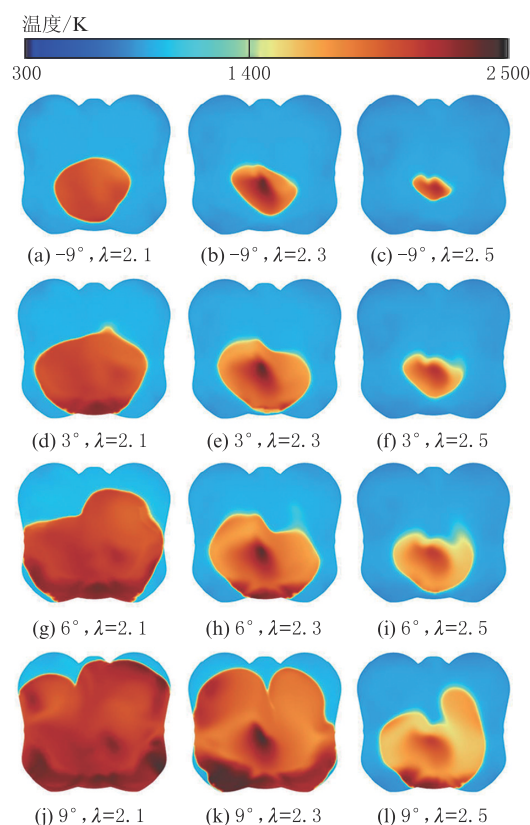


图8 不同曲轴转角时刻和过量空气系数下缸内火焰发展(以温度展示)

Figure 8 Flame development in the cylinder at different crank angles and excess air coefficients (shown by temperature)

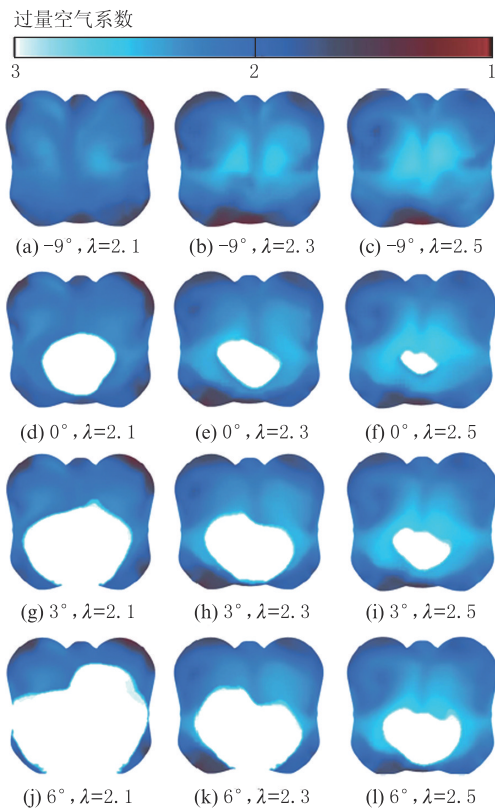


图9 不同曲轴转角时刻和过量空气系数下缸内火焰发展 (以过量空气系数展示)

Figure 9 Flame development in the cylinder at different crank angles and excess air coefficients (shown by excess air coefficient)

图10和图11分别显示了不同过量空气系数下缸内 $\text{NO}_x$ 的变化趋势和缸内平均温度的变化趋势。从图10中可以看到, $\text{NO}_x$ 生成的总体趋势与燃烧进程同步,点火后 $\text{NO}_x$ 生成趋势基本相同,曲轴转角在 $7.5^\circ$ 到 $15.0^\circ$ 之间的 $\text{NO}_x$ 生成速度较快,且根据过量空气系数的不同,生成速度也有差距,最后 $\text{NO}_x$ 生成速度逐渐降低直到生成停止。且随着过量空气系数的降低, $\text{NO}_x$ 排放显著升高,最高达到 $57.5 \times 10^{-8} \text{ kg}$ 。这可能是因为图11展示的缸内平均温度随着过量空气系数的降低而升高,而燃烧温度是 $\text{NO}_x$ 排放的决定性因素,导致 $\text{NO}_x$ 排放增加。随着过量空气系数的降低,燃烧速度加快,燃烧温度升高,缸内平均温度从 $1800 \text{ K}$ 升高至 $2100 \text{ K}$ ,导致 $\text{NO}_x$ 排放增加。

## 2.2 点火时刻对燃烧和排放的影响

图12为在过量空气系数为2.3的条件下,不同点火时刻下缸压和放热率的变化趋势图。可以看到,随着点火时刻从 $-5.0^\circ$ 提前至 $-9.0^\circ$ ,缸压峰值从 $7.9 \text{ MPa}$ 增加至 $9.3 \text{ MPa}$ ,缸压峰值相位从 $18.5^\circ$ 提前至 $14.0^\circ$ 。点火时刻的提前使点火核的形成更接近上止点,加速了点火核的形成和发展。放热率曲线与缸压类似,在过量空气系数不变的情况

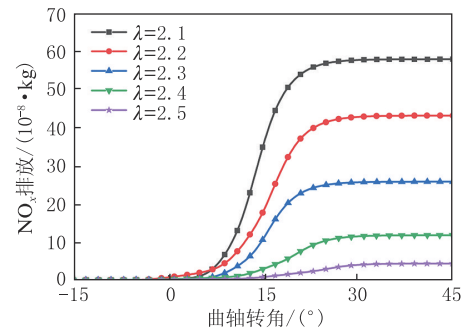


图10 不同过量空气系数下 $\text{NO}_x$ 排放

Figure 10  $\text{NO}_x$  emissions at different excess air coefficients

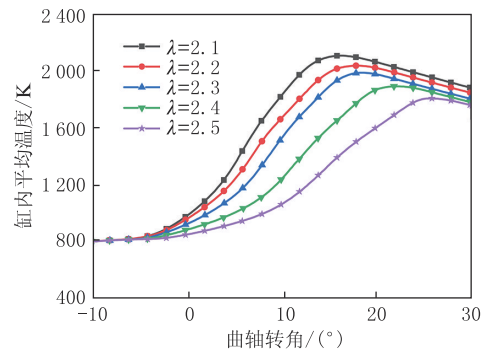


图11 不同过量空气系数下缸内平均温度

Figure 11 Average in-cylinder temperatures at different excess air coefficients

下,随着点火时刻的提前,放热率峰值增大,最高达到 $60 \text{ J}/(^\circ)$ ,放热率峰值相位提前至 $9^\circ$ 。

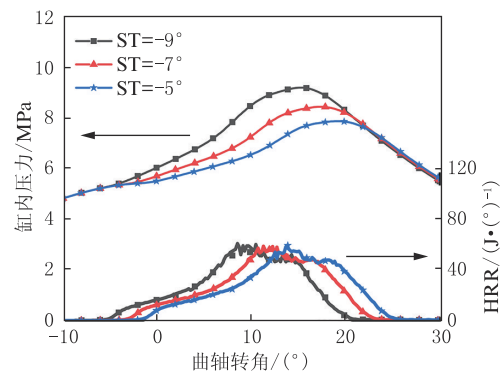


图12 不同点火时刻下的缸压和放热率

Figure 12 In-cylinder pressure and heat release rate at different ignition timings

图13给出了不同点火时刻下缸内OH质量随曲轴转角变化的趋势。可以看到,缸内OH质量总体来看与缸压类似,呈现出先增加后降低的趋势,随着点火时刻的提前,缸内OH质量峰值增加,最高达到 $57 \times 10^{-8} \text{ kg}$ ,且OH质量峰值相位提前至 $17.5^\circ$ 。同时也可以看出,在过量空气系数不变的前提下,随着点火时刻的提前,燃烧相位提前,燃烧更加迅速。



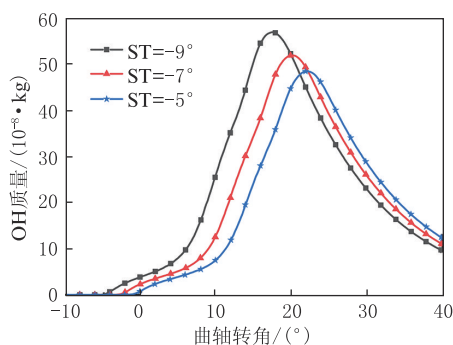


图 13 不同点火时刻下缸内 OH 质量

Figure 13 OH mass in the cylinder at different ignition timings

图 14 展示了不同点火时刻条件下缸内的火焰发展过程。图片从曲轴转角  $2^\circ$  开始,到  $8^\circ$  结束,间隔  $2^\circ$ ,可以看到,在相同时刻火焰发展随点火时刻的提前而提前。同时,在点火后间隔相同时间,也呈现了类似的规律,可以看到,在点火后  $11^\circ$  时,随着点火时刻的提前,燃烧速度变化不大,  $-9^\circ$  点火的工况燃烧速度更快一些,比其余工况更早接触到气缸四周的浓混合气区域。因此,点火时刻主要影响点火核的形成时刻,而几乎不影响火焰传播速度。

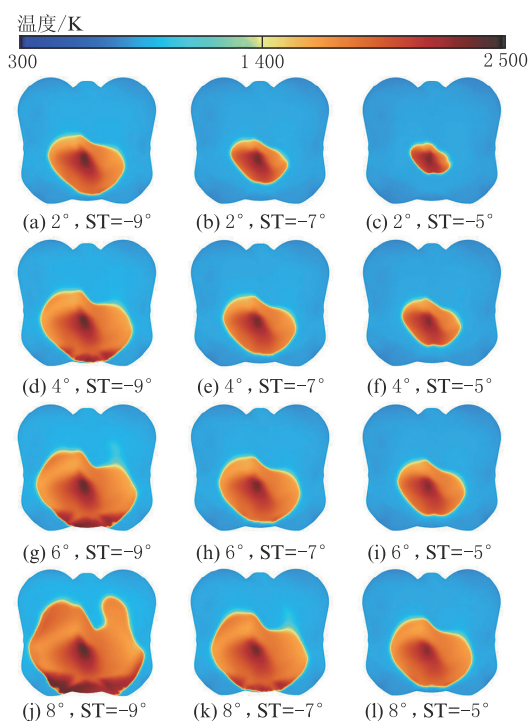


图 14 不同曲轴转角时刻和点火时刻下缸内火焰发展(以温度展示)

Figure 14 Flame development in the cylinder at different crank angles and ignition timings (shown by temperature)

图 15 和图 16 分别显示了不同点火时刻下缸内  $\text{NO}_x$  的变化趋势和缸内平均温度的变化趋势。可以看到,  $\text{NO}_x$  生成的总体趋势与燃烧进程同步,在曲轴

转角  $7.5^\circ$  到  $15.0^\circ$  之间的  $\text{NO}_x$  生成速度较快,且根据点火时刻的不同,生成速度也有差距,最后  $\text{NO}_x$  生成速度逐渐降低直到生成停止。且随着点火时刻的提前,  $\text{NO}_x$  排放显著升高,最高达到  $28.5 \times 10^{-8} \text{ kg}$ 。这可能是因为图 16 展示的缸内平均温度随着过量空气系数的降低而升高,导致  $\text{NO}_x$  排放增加。点火时刻的提前导致了缸内压力和温度的升高,燃烧温度的升高是造成  $\text{NO}_x$  升高的关键。随着点火时刻的提前,缸内平均温度从  $1900 \text{ K}$  上升至  $2050 \text{ K}$ ,导致  $\text{NO}_x$  排放增加。

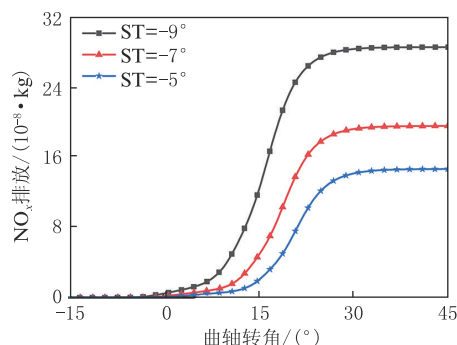
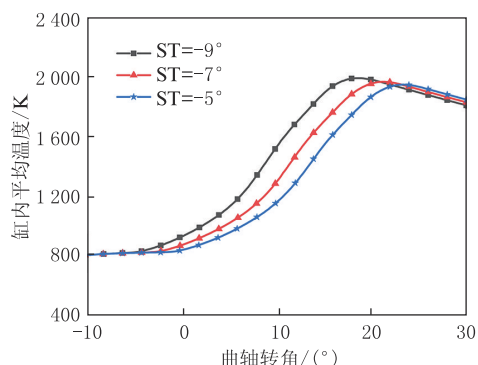
图 15 不同点火时刻下  $\text{NO}_x$  排放Figure 15  $\text{NO}_x$  emissions at different ignition timings

图 16 不同点火时刻下缸内平均温度

Figure 16 Average in-cylinder temperatures at different ignition timings

### 3 结论

(1) 随着缸内直喷氢内燃机过量空气系数从 2.5 降低至 2.1,缸压峰值从  $6.9 \text{ MPa}$  增加到  $10.5 \text{ MPa}$ ,缸压峰值相位从  $18.0^\circ$  提前到  $12.5^\circ$ ;过量空气系数的降低使混合气分布更加均匀,且浓混合气区域面积增加,分布在火花塞附近及气缸四周靠近缸壁的余隙中。浓混合气区域的高温燃烧也造成了  $\text{NO}_x$  排放的升高。随着过量空气系数的降低,燃烧速度加快,燃烧温度升高,缸内平均温度从  $1800 \text{ K}$  升高到了  $2100 \text{ K}$ ,导致  $\text{NO}_x$  排放增加。

(2) 随着缸内直喷氢内燃机点火时刻从 $-5.0^{\circ}$ 提前至 $-9.0^{\circ}$ ,缸压峰值从 7.9 MPa 增加到 9.3 MPa,缸压峰值相位从 $18.5^{\circ}$ 提前到 $14.0^{\circ}$ 。燃烧高温区主要分布在火花塞附近。此外,随着点火时刻的提前,缸内平均温度从 1 900 K 上升到 2 050 K,导致了 $\text{NO}_x$ 排放增加。

### 参考文献:

- [1] AL-MAAMARY H, KAZEM H, CHAICHAN M. Changing the energy profile of the GCC States: a review[J]. International Journal of Applied Engineering Research (IJAER), 2016, 11(3):1980 - 1988.
- [2] EICHSEDER H, WALLNER T, FREYMAN R, et al. The potential of hydrogen internal combustion engines in a future mobility scenario [C/OL]//SAE Technical Paper, 2003: 2003-01-2667 (2003-06-23)[2024-07-10]. DOI:10.4271/2003-01-2667.
- [3] SHIH C F, ZHANG T, LI J H, et al. Powering the future with liquid sunshine[J]. Joule, 2018, 2(10):1925 - 1949.
- [4] WHITE C, STEEPER R, LUTZ A. The hydrogen-fueled internal combustion engine: a technical review[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2006, 31(10):1292 - 1305.
- [5] UNNU J K, GOVINDAPPA P, DAS L M. Development of hydrogen fuelled transport engine and field tests on vehicles [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2016, 42(1):643 - 651.
- [6] HOMAN H, DE BOER P, MCLEAN W. The effect of fuel injection on  $\text{NO}_x$  emissions and undesirable combustion for hydrogen-fuelled piston engines [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 1983, 8(2):131 - 146.
- [7] WALLNER T, LOHSE-BUSCH H, SHIDORE N. Operating strategy for a hydrogen engine for improved drive-cycle efficiency and emissions behavior[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2009, 34(10):4617 - 4625.
- [8] SEBOLDT D, MANSBART M, GRABNER P, et al. Hydrogen engines for future passenger cars and light commercial vehicles[J]. MTZ Worldwide, 2021, 82(2):42 - 47.
- [9] VERHELST S, WALLNER T. Hydrogen-fueled internal combustion engines [J]. Progress in Energy & Combustion Science, 2009, 35(6):490 - 527.
- [10] VERHELST S. Recent progress in the use of hydrogen as a fuel for internal combustion engines [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2014, 39(2):1071 - 1085.
- [11] GAO J B, WANG X C, SONG P P, et al. Review of the backfire occurrences and control strategies for port hydrogen injection internal combustion engines [J/OL]. Fuel, 2022, 307: 121553 (2022-01-01) [2024-07-10]. DOI:10.1016/j.fuel.2021.121553.
- [12] MACLEAN H, LAVE L. Evaluating automobile fuel/propulsion system technologies [J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2003, 29(1):1 - 69.
- [13] DIMITRIOU P, TSUJIMURA T. A review of hydrogen as a compression ignition engine fuel [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2017, 42(38):24470 - 24486.
- [14] LEE S, KIM G, BAE C. Effect of mixture formation mode on the combustion and emission characteristics in a hydrogen direct-injection engine under different load conditions[J/OL]. Applied Thermal Engineering, 2022, 209:118276 (2022-06-05) [2024-07-10]. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2022.118276.
- [15] OIKAWA M, KOJIVA Y, SATO R, et al. Effect of supercharging on improving thermal efficiency and modifying combustion characteristics in lean-burn direct-injection near-zero-emission hydrogen engines [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2022, 47(2):1319 - 1327.
- [16] MUNSHI S, MCTAGGART-COWAN J, HUANG J, et al. Development of a partially-premixed combustion strategy for a low-emission, direct injection high efficiency natural gas engine [C/OL]//ASME 2011 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, 2012: ICEF2011-60181 (2012-02-03) [2024-07-01]. DOI:10.1115/ICEF2011-60181.
- [17] MATTHIAS N, WALLNER T, SCARCELLI R. A hydrogen direct injection engine concept that exceeds U. S. DOE light-duty efficiency targets[J]. SAE International Journal of Engines, 2012, 5(3):838 - 849.
- [18] YAMANE K. Hydrogen fueled ICE, successfully overcoming challenges through high pressure direct injection technologies: 40 years of Japanese hydrogen ICE research and development [C/OL]//SAE Technical Papers, 2018: 011145 (2018-04-03) [2024-07-01]. DOI: 10.4271/2018-01-1145.
- [19] WALLNER T. Efficiency and emissions potential of hydrogen internal combustion engine vehicles [C/OL]//SAE Technical Papers, 2011: 012891 (2013-11-27) [2024-07-01]. DOI: 10.4271/2013-01-2891.
- [20] SALIMI F, SHAMEKHI A, POURKHESALIAN A. Role of mixture richness, spark and valve timing in hydrogen-fuelled engine performance and emission [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2009, 34(9):3922 - 3929.