

文章编号:1671-6833(2025)02-097-07

# 喷氢射流点火对煤层气发动机燃烧特性影响

何义团, 王 乾, 秦子涵, 付艳艳

(重庆交通大学 交通运输学院, 重庆 400074)

**摘 要:** 为避免大缸径低浓度煤层气发动机在发电过程中出现燃烧不稳、爆震等现象, 对喷氢射流点火的助燃效果进行研究, 探究点火-喷氢间隔对射流火焰结构以及对发动机助燃效能的影响。基于三维流体力学软件, 固定喷氢时刻及喷氢脉宽, 通过改变点火时刻来研究不同点火-喷氢匹配策略对发动机燃烧性能的影响。结果表明: 在一定范围内先点后喷(喷氢前 5 °CA 内点火)及边喷边点两种工况均可形成较为明显的烟羽射流火焰结构, 可提高发动机燃烧速率, 滞燃期及燃烧持续期相较于原机分别缩短了 64% 和 68%; 缸压峰值和放热率峰值分别提高 2.1 MPa 和 1.05 kJ/°CA。另外, 固定喷氢时刻改变点火时刻, 先点后喷和边喷边点两种工况指示热效率相差不大, 均在 40% 左右; 而先喷后点的两组案例效率有所下降, 分别为 38.3% 和 36.7%。合理控制点火-喷氢时刻可使发动机指示热效率比原机提高约 4%。

**关键词:** 低浓度煤层气; 喷氢助燃; 复合喷射; 点火喷氢匹配; 火焰结构

**中图分类号:** U464.1; TK431

**文献标志码:** A

**doi:** 10.13705/j.issn.1671-6833.2025.02.002

煤层气是指赋存于煤层中以吸附在煤基质颗粒表面为主并部分游离于煤孔隙中或溶解于煤层水中的烃类气体, 其主要成分为甲烷。低浓度煤层气泛指甲烷体积浓度介于 3%~30% 的煤层气, 对其进行利用是中国“双碳”目标实现的有效途径<sup>[1]</sup>。由于煤层气体积热值不高, 工业应用一般采用燃气发电的方式<sup>[2]</sup>。低浓度煤层气发动机容易产生工作循环变动大、失火和爆震等不正常燃烧现象<sup>[3]</sup>。故而稳定点火、加速燃烧是改善发动机燃烧的要件。

掺混活性燃料是稳定点火、加速燃烧的有效途径。氢气作为最具活性的气体燃料, 具有易扩散、好点火、火焰传播快、淬熄距离短以及可燃浓度范围大等优点<sup>[4]</sup>。当天然气浓度过低时向缸内额外供给氢气是一种有效的稳定燃烧策略。天然气发动机最常采用的氢气补充方式是将氢气掺混入天然气中以进气道喷射(port fuel injection, PFI)的方式喷入气缸, 这种由天然气掺氢形成的混合燃料简称 HCNG。

高掺氢比 PFI 发动机容易回火, 为了解决这个问题, Biffiger 等<sup>[5]</sup>提出了甲烷 PFI+氢气直喷(direct injection, DI)的在线混合掺烧策略, 在往复式活塞内

燃机中对比研究了甲烷/氢气 PFI、甲烷 PFI+氢气 DI、甲烷 PFI+少量甲烷 DI 等组合喷射的燃烧特性, 通过调整直喷和点火相位, 发现 PFI+DI 模式下的分层燃烧效果可以有效提升发动机燃烧效能。Shi 等<sup>[6]</sup>和 Fan 等<sup>[7]</sup>在转子发动机上研究了甲烷 PFI+氢气 DI 的燃烧特性, 结果表明: 喷氢量、喷氢定时和点火定时是主导燃烧特性的三大关键因素。其中喷氢与点火时刻的协同配合对缸内火焰的形成与发展有着重要影响<sup>[8]</sup>。Wallner 等<sup>[9]</sup>和 Kawanabe 等<sup>[10]</sup>研究发现若氢气直喷时刻与点火时刻相近, 火花塞附近将会出现形如“烟羽”的射流火焰。Oikawa 等<sup>[11]</sup>将这种射流火焰引燃模式命名为烟羽点火燃烧概念(plume ignition combustion concept, PCC)。这种点火燃烧方式采用了射流火焰作为主燃料的点火源, 具有强化点火、加速燃烧的作用。

综上所述, 基于甲烷 PFI+氢气 DI 的复合喷射模式和烟羽点火燃烧方式可提高发动机性能。目前很少涉及点火/喷氢时刻匹配对烟羽火焰结构影响的研究。此外相关研究大都面向小缸径发动机, 很少涉及大缸径发动机, 而大缸径发动机相较于普通尺寸发动机存在尺度效应, 易发生爆震。在此背景

收稿日期: 2024-10-20; 修订日期: 2024-12-26

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52276100); 重庆交通大学研究生科研创新项目(CYS23500)

作者简介: 何义团(1977—), 男, 四川旺苍人, 重庆交通大学教授, 博士, 博士生导师, 主要从事内燃机清洁燃烧研究, E-mail: heyituan@163.com。

引用本文: 何义团, 王乾, 秦子涵, 等. 喷氢射流点火对煤层气发动机燃烧特性影响[J]. 郑州大学学报(工学版), 2025, 46(2): 97-103. (HE Y T, WANG Q, QIN Z H, et al. Effect of hydrogen jet ignition on combustion characteristics of coalbed methane engine [J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Science), 2025, 46(2): 97-103.)

下,本研究利用 CFD 仿真软件对大缸径煤层气发动机进行建模,探究点火/喷氢时刻匹配对火焰形态及助燃效能的影响,为大缸径煤层气发动机采用喷氢射流点火燃烧提供参考。

## 1 数值模型与研究方法

### 1.1 模型构建

基于某发电用大缸径煤层气发动机建立了三维仿真模型。在原机气缸盖上增设一个氢气喷射器,可实现甲烷 PFI+氢气 DI 的复合喷射模式。发动机几何模型如图 1 所示,其基本参数见表 1。氢气喷射器与火花塞的布置关系如图 2 所示。

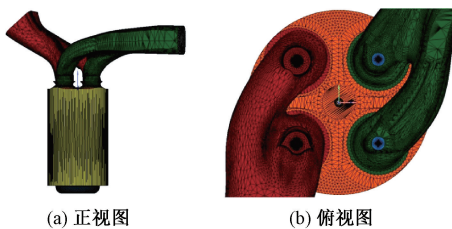


图 1 发动机几何模型

Figure 1 Geometric model of the engine

表 1 发动机技术参数

Table 1 Engine technical parameters

类型	参数	取值
六缸四冲程发动机	缸径/mm	160.0
	行程/mm	240.0
	单缸排量/L	4.83
	压缩比	11.0
六孔、对称氢气喷孔	氢气喷射压力/MPa	10.0
	喷孔与缸盖夹角/(°)	30.0
	喷孔直径/mm	1.0

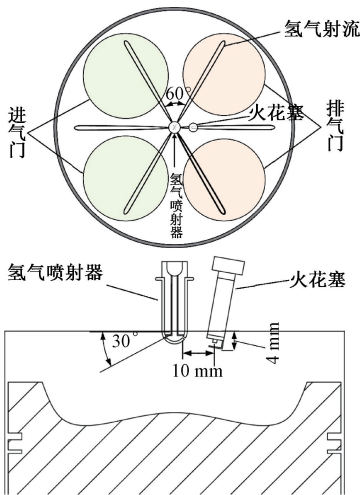


图 2 氢气喷射器与火花塞的布置关系

Figure 2 Arrangement of hydrogen injector and spark plug

程,共计 720 °CA 定义为 0 °CA。本文将压缩冲程上止点定义为 0 °CA,进气冲程开始为-360 °CA ATDC (上止点后)。进气门开启时刻为计算始点,直至下一次排气门开启时刻计算结束。计算工况为额定工况,即转速 1 000 r/min,100% 负荷。设置的初始及边界条件来源于试验数据。发动机相关条件设置见表 2。仿真模型采用的化学动力学机理为 GRI 3.0,由 325 个反应和 53 个组分组成。大量文献验证了该机理对模拟甲烷与氢气燃烧过程的效率和准确性<sup>[12-13]</sup>。将 SAGE 燃烧模型与 GRI 3.0 耦合进行缸内燃烧计算。采用 RNG  $k-\varepsilon$  模型来模拟缸内湍流运动,该模型可精确预测流体的高速流动和涡流等复杂的工质流动,能够准确模拟甲烷与氢气在缸内的混合与扩散,具有较好的稳定性。对壁面传热过程选用了 O'Rourke 和 Amsden 模型进行模拟。

表 2 发动机初始条件和边界条件

Table 2 Initial and boundary conditions of engine

参数	取值
缸内初始压力/MPa	0.2
缸内初始温度/K	728.0
进气压力/MPa	0.24
进气温度/K	324.0
气缸套温度/K	550.0
气缸盖温度/K	550.0
活塞顶面温度/K	500.0

### 1.2 网格无关性分析

本文基于 2.0、4.0、8.0 mm 3 种网格尺寸对网格无关性进行验证。不同网格尺寸下的缸压曲线如图 3 所示,对比发现 8.0 mm 与 4.0 mm 基础网格之间误差较大,为 5.3%;而 4.0 mm 与 2.0 mm 基础网格之间误差相对较小,仅为 0.9%。因而可以认为当基础网格尺寸小于 4.0 mm 时,计算结果与基础网格尺寸无关。为了兼顾结果准确性和计算效率,选取 4.0 mm 的基础网格尺寸。在此基础上,对缸内速度场和温度场进行了 3 级自适应加密,分别对氢气喷射器和火花塞进行了局部 4 级、5 级加密,燃烧过程中最大网格数可达  $4.85 \times 10^6$ 。

### 1.3 模型可靠性验证

由于仿真模型建立时涉及对原发动机的改装,因此要进行模型可靠性验证来排除其对燃烧性能的影响。本文利用原机额定工况试验数据来验证所建立模型的可靠性。对比发现,模拟与试验的缸压峰值分别为 12.67 MPa、12.94 MPa,误差为 2.0%;放热率峰值别为 1.18 kJ/°CA、1.22 kJ/°CA,误差为 3.3%,两者误差均小于 5%。可以认为仿真结果能够准确反映出发动机实际运行的过程。试验与模拟

的缸压与放热率曲线如图 4 所示。

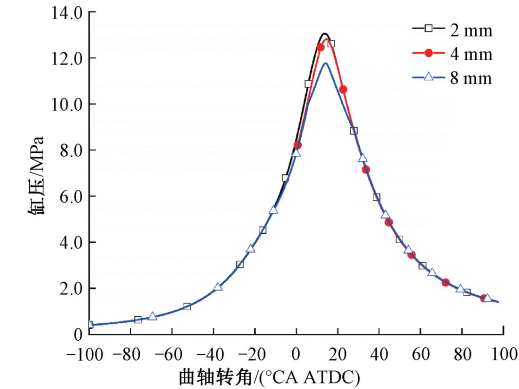


图 3 网格无关性验证

Figure 3 Grid independence verification

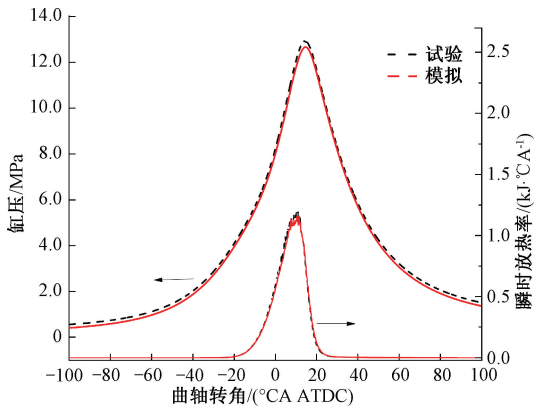


图 4 试验和模拟结果验证

Figure 4 Verification of test and simulation results

1.4 仿真方案

为研究在稀燃条件下喷氢点火匹配对烟羽点火燃烧的影响,探究在何种配合方式下喷氢射流点火对发动机燃烧性能优化效果最佳,本文设计了 Case<sub>1</sub> ~ Case<sub>6</sub> 6 个点-喷配合方案。所有方案中喷氢始点为 -15 °CA ATDC 开始,喷氢脉宽为 3 °CA。在额定工况下,保持进气道进入缸内煤层气的过量空气系数为 1.7。氢气作为辅助燃料通过缸内直喷供给,喷氢量固定为 13.15 mg,约占总燃料热值的 5%。点-喷间隔定义为点火时刻与喷氢开始时刻之差。不同点-喷配合方式定时图如图 5 所示,图 5 中 S<sub>x</sub> 代表第 x 种方案的点火时刻。

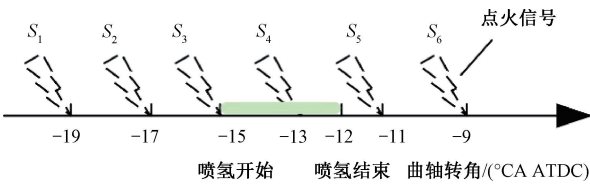


图 5 不同点-喷配合方式定时图

Figure 5 Timing diagram of different ignition and hydrogen injection schemes

2 结果与分析

2.1 喷氢和点火匹配对燃烧特性的影响

发动机缸内压力是衡量发动机燃烧性能的一个重要指标,图 6 显示了不同点-喷配合方式对缸压的影响。此外添加了一组纯煤层气在最佳工况下的缸压曲线(CNG)作为对比,点火正时为 -28 °CA ATDC。从图 6 中可以看出,随着点火的推迟,缸压峰值呈下降趋势,峰值对应的曲轴转角也相应延迟。但整体来看,Case<sub>1</sub> ~ Case<sub>4</sub> 缸压峰值下降趋势不甚明显,从 Case<sub>1</sub> 的 14.8 MPa 下降至 Case<sub>4</sub> 的 14.2 MPa。这是因为提前点火时虽然早期火核的形成较早,但无氢气介入,对火核的发展影响。而随着点火的推迟,Case<sub>5</sub> 与 Case<sub>6</sub> 的缸压峰值急剧下降,分别为 13.1 MPa 与 10.6 MPa。对于先喷后点工况,点火越晚意味着氢气扩散的时间越长,火花塞附近的氢气量越少,很难达到利用氢气来引燃甲烷的效果。而边喷边点(指喷氢过程中某时刻点火)与先点后喷这两种配合方式,在火核形成时期火花塞周围都存在相对较多的氢气,使其在火焰传播初期速度加快,提高燃烧等容度及缸内温度,缸压峰值得到明显提高。

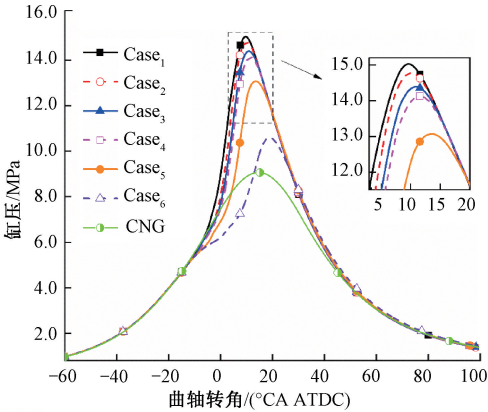


图 6 不同方案对应的发动机缸压曲线

Figure 6 Engine pressure curves corresponding to different schemes

图 7、图 8 分别为不同方案对应的瞬时放热率曲线及累积放热量曲线。由图 7、图 8 可以看出先喷后点工况的燃烧始点明显落后于其他两种方式。本文将不同方案对应的氢气、甲烷的瞬时放热率及消耗量曲线分别表示出来,如图 9 所示。由于高压喷射及氢气的扩散作用,先喷后点工况的氢气大都分布于缸壁周围。Case<sub>5</sub>、Case<sub>6</sub> 在火核形成初期参与燃烧的氢气较少,导致先喷后点工况放热大都集中于 10 °CA ATDC 之后。而对于边喷边点及先点后喷的 Case<sub>1</sub> ~ Case<sub>4</sub>,在火核形成时便引燃了周围的氢



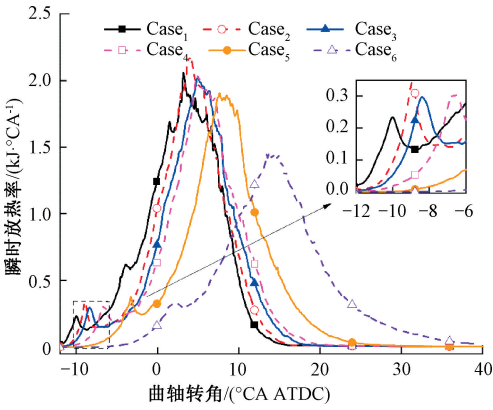


图 7 不同方案对应的瞬时放热率曲线

Figure 7 Heat release rate curves corresponding to different schemes

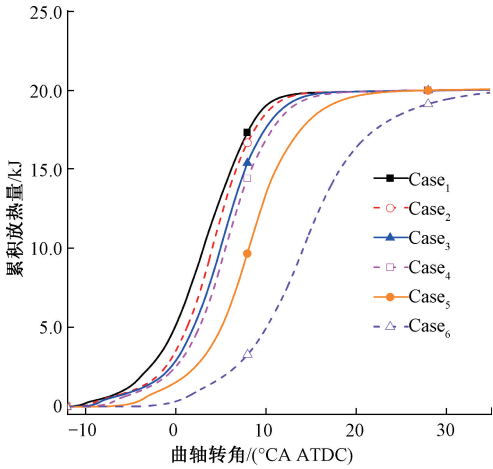


图 8 不同方案对应的累积放热量曲线

Figure 8 Cumulative heat release curves corresponding to different schemes

气。图 10 为不同方案所对应的燃烧特征参数,可以看出相较于煤层气发动机,采用喷氢助燃方式的 6 组案例滞燃期及燃烧持续期均得到了明显的缩短。滞燃期随着点火的推迟呈先减后增的趋势,Case<sub>4</sub> 所对应的滞燃期为最小值。这是由于在 -15 °CA ATDC 喷氢之前点火早期没有氢气的介入,这段时间氢气未能对火核的发展起到促进作用。而在 -15 °CA ATDC 之后点火,火花塞周围氢气浓度会随着点喷间隔的增加而变稀,强化点火作用减弱,致使点火延迟增大。此外还发现随着点火的推迟,燃烧持续期会有所增加。其中 Case<sub>1</sub> ~ Case<sub>4</sub> 的燃烧持续期增加不明显,均在 12 °CA 左右;而 Case<sub>5</sub> ~ Case<sub>6</sub> 相较于

其他 4 组案例燃烧持续期增加显著。其中先点后喷及边喷边点效果最佳,其滞燃期及燃烧持续期相较于原机分别缩短了 64% 和 68%。而先喷后点效果相对差一些,滞燃期及燃烧持续期分别缩短了 45% 和 23%。

2.2 喷氢和点火匹配对火焰形成及发展的影响

图 11 所示为各配合方案下, H<sub>2</sub> 和 OH 质量分数随曲轴转角变化的云图。本文用线条表示氢气浓度场的分布,通过线条的疏密反映氢气浓度的大小。用颜色来表述 OH 的质量分数,通过颜色的深浅表

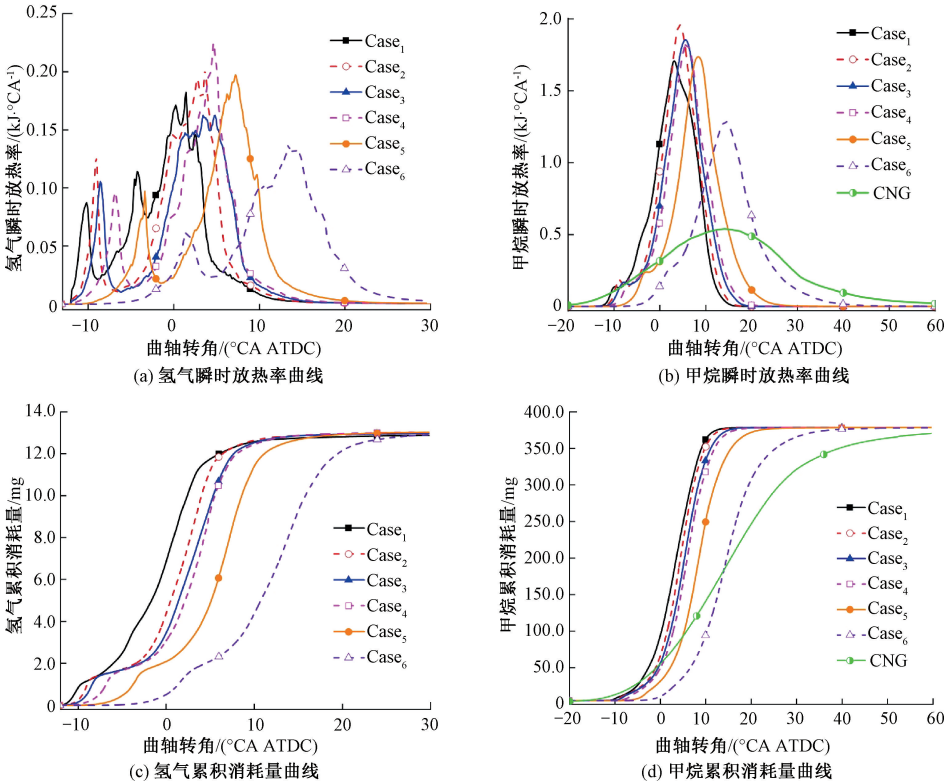


图 9 不同方案对应的氢气、甲烷的瞬时放热率及消耗量曲线

Figure 9 Instantaneous heat release rate and consumption curves of hydrogen and methane corresponding to different schemes



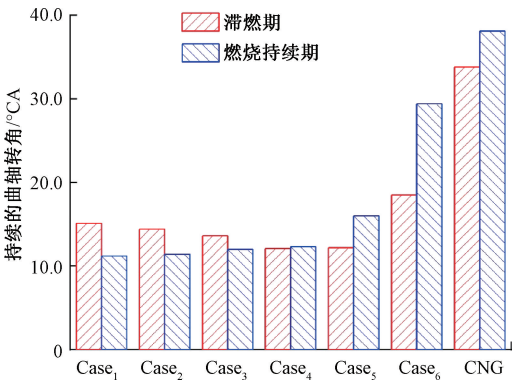


图 10 不同方案燃烧特征参数

Figure 10 Combustion characteristic parameters of different schemes

征 OH 质量分数的多少。本文选取缸盖下 8.0 mm 作为 Z 截面,氢气喷射器与火花塞中心所在平面为 Y 截面。

从图 11 中可以看出,当曲轴转角到 -9 °CA ATDC 时,Case<sub>1</sub> ~ Case<sub>4</sub> 均已将氢束引燃;而 Case<sub>5</sub> ~ Case<sub>6</sub> 由于刚距点火完成不久,火核还未来得及将氢束引燃。当活塞上行到上止点时,从 H<sub>2</sub> 的浓度场分布不难看出,此时 Case<sub>5</sub>、Case<sub>6</sub> 的氢气大都分布在气缸远端,而在气缸中心的火焰周围氢气分布较少。火核也仅仅将中心区域少部分混合气点燃。从而导致 Case<sub>5</sub>、Case<sub>6</sub> 的火焰传播明显落后于后 4 组。燃

烧进行到 5 °CA ATDC 时,Case<sub>1</sub> ~ Case<sub>4</sub> 均已形成轮廓清晰的“烟羽”形状。而 Case<sub>5</sub>、Case<sub>6</sub> 此时的火焰结构烟羽效果不明显。这是由于 Case<sub>5</sub>、Case<sub>6</sub> 点火距喷氢结束间隔较大,氢气射流形态很快消散,分散在气缸壁周围,使得火焰传播的速度很难赶得上氢气扩散的速度,随着点火的推迟,火焰传播速度越来越落后于氢气运动速度。当活塞运动到 10 °CA ATDC 时,Case<sub>5</sub>、Case<sub>6</sub> 火焰仍在扩散,而 Case<sub>1</sub> ~ Case<sub>4</sub> 火焰几乎已经蔓延至整个燃烧室。

整体来看,对于采用喷氢助燃的煤层气发动机,在喷氢与点火的不同匹配下会形成不同形态的火焰结构。先点后喷及边喷边点工况均出现了明显的烟羽射流火焰;先喷后点工况则形成了一种介于纯煤层气燃烧过程形成的球形膨胀火焰与烟羽射流火焰之间的准球形射流火焰。为便于分析,本文将 3 种火焰结构较为典型的切片图放在一起进行对比,如图 12 所示。从图 12 中可以看出,相较于纯煤层气的球形膨胀火焰,这两种火焰结构均有射流形态的火焰面向外扩散传播。形成了多火焰传播的效果,可有效提高火焰的传播速度。但由于准球形射流火焰其形态更加接近于球形,射流形态不明显,导致其过火面积不如烟羽射流火焰大,从而导致其火焰传播也不如烟羽射流火焰迅速。

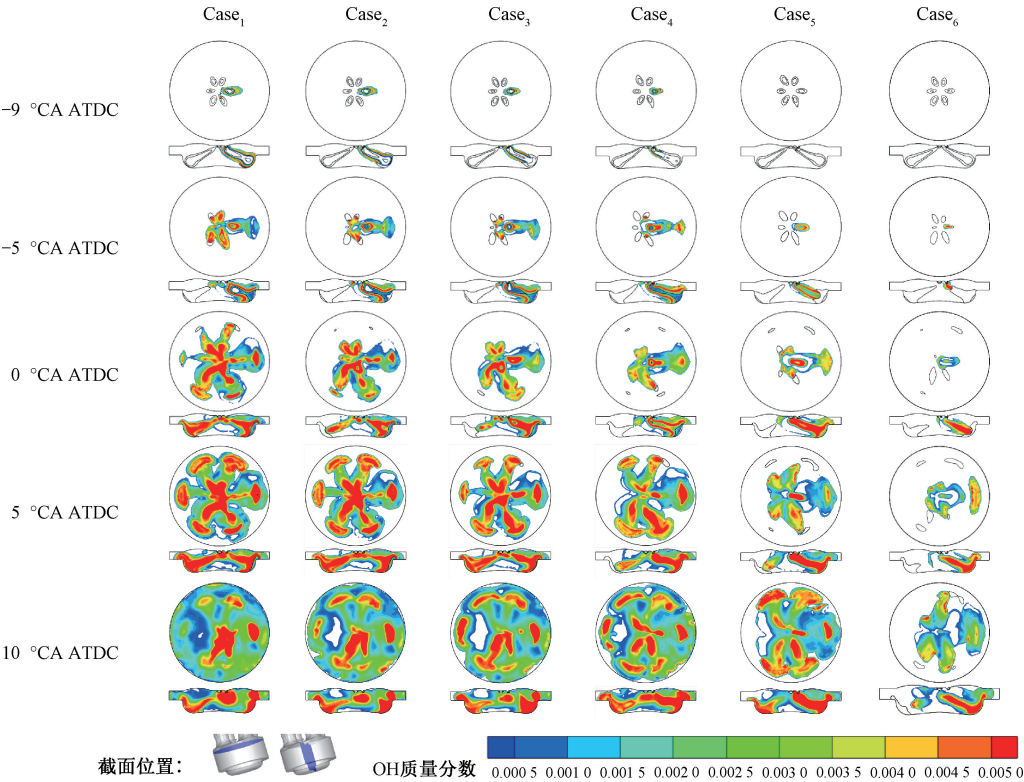


图 11 不同曲轴转角下各方案 H<sub>2</sub> 轮廓及 OH 质量分数云图

Figure 11 H<sub>2</sub> profile and OH mass fraction cloud image of each scheme with different crankshaft angles

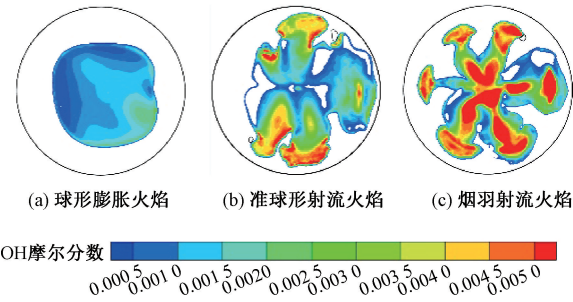


图 12 不同火焰形态对比

Figure 12 Contrast of different flame forms

2.3 喷氢和点火匹配对指示热效率的影响

指示热效率( $ITE$ )为发动机输出的指示功与缸内燃料的总放热量之比,其计算式为

$$ITE = \frac{W}{(m_{CH_4} \times LHV_{CH_4} + m_{H_2} \times LHV_{H_2})} \times 100\%。 \quad (1)$$

式中: $W$ 为发动机对外做的功, MJ;  $m$ 为燃料的质量, kg;  $LHV$ 为燃料的低热值, MJ/kg。

图 13 为不同点喷配合条件下的指示热效率。从图 13 可以看出,  $Case_1 \sim Case_4$  均得到了较高的指示热效率, 约为 40%, 而后两组案例效率要明显低于前 4 组。这表明先点后喷与边喷边点这两种配合方式都能明显改善发动机燃烧过程, 而先喷后点对于改善发动机燃烧效果不佳。为了进一步研究先点后喷配合方式下点喷间隔对发动机性能的影响, 探寻能形成最佳烟羽射流火焰的点喷间隔范围, 本研究在不改变喷氢时刻与喷氢脉宽的前提下增大点火提前角, 额外补充了几组数据, 并将得到的指示热效率与前面的数据进行比较。结果发现点火提前角增大到  $-20\text{ }^{\circ}\text{CA ATDC}$  之前, 效率便会有明显的下降。这说明在一定范围内先点后喷(喷氢之前  $5\text{ }^{\circ}\text{CA}$  内点火)与边喷边点皆能起到较为明显的引燃效果, 提高发动机燃烧效率。

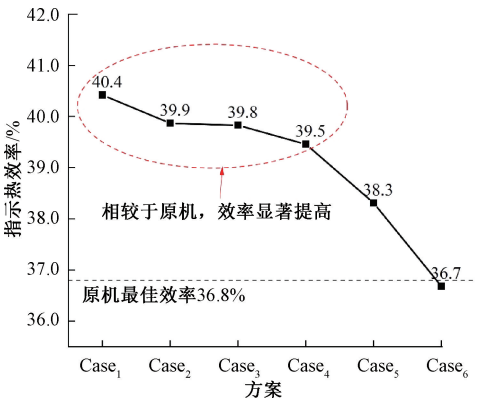


图 13 不同方案发动机的指示热效率

Figure 13 Indicated thermal efficiency of different schemes

3 结论

(1)在喷氢之前  $5\text{ }^{\circ}\text{CA}$  点火及边喷边点均可形成较为明显的烟羽射流火焰结构, 而随着点火的推迟, 火焰转变为准球形射流火焰。

(2)烟羽射流火焰可提高发动机缸内峰值压力和放热率峰值, 其滞燃期及燃烧持续期相较于原机分别可缩短 64% 和 68%。

(3)采用喷氢射流引燃的发动机, 合理利用喷氢与点火时刻的匹配可以将发动机的指示热效率提高至 40% 左右, 相较于原机提升 4% 左右。

参考文献:

[1] 王定标, 段鸿鑫, 王光辉, 等. 跨临界  $\text{CO}_2$  循环系统控制优化策略的研究进展[J]. 郑州大学学报(工学版), 2024, 45(2): 1-11.  
WANG D B, DUAN H X, WANG G H, et al. Research progress of control optimization strategies for transcritical  $\text{CO}_2$  cycle system[J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Science), 2024, 45(2): 1-11.  
[2] 郭亚军. 煤层气综合利用现状与实践[J]. 中国石油和化工标准与质量, 2023, 43(15): 125-127.  
GUO Y J. Present situation and practice of comprehensive utilization of coalbed methane[J]. China Petroleum and Chemical Standard and Quality, 2023, 43(15): 125-127.  
[3] 李小民, 曹侃, 李鹏凯, 等. 一种 MILD 燃烧器的  $\text{NO}_x$  排放性能的关键影响因素分析[J]. 郑州大学学报(工学版), 2021, 42(2): 105-110.  
LI X M, CAO K, LI P K, et al. Effects of several chief parameters on the  $\text{NO}_x$  emission of a MILD burner firing biogas[J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Science), 2021, 42(2): 105-110.  
[4] WANG L J, HONG C, LI X Y, et al. Review on blended hydrogen-fuel internal combustion engines: a case study for China[J]. Energy Reports, 2022, 8: 6480-6498.  
[5] BIFFIGER H, SOLTIC P. Effects of split port/direct injection of methane and hydrogen in a spark ignition engine[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2015, 40(4): 1994-2003.  
[6] SHI C, JI C W, WANG S F, et al. Combined influence of hydrogen direct-injection pressure and nozzle diameter on lean combustion in a spark-ignited rotary engine[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 195: 1124-1137.  
[7] FAN B W, PAN J F, LIU Y X, et al. Numerical investigation of mixture formation and combustion in a hydrogen direct injection plus natural gas port injection (HDI+NG-

PI) rotary engine[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2018, 43(9): 4632–4644.

[ 8 ] WEI X F, QIAN Y J, GONG Z, et al. Investigation on the combined influence mechanism of port water injection timing, injection pressure and ignition timing on natural gas engine performance based on the Taguchi method[J]. Fuel, 2024, 357: 130064.

[ 9 ] WALLNER T, SCARCELLI R, NANDE A M, et al. Assessment of multiple injection strategies in a direct-injection hydrogen research engine [ J ]. SAE International Journal of Engines, 2009, 2( 1 ): 1701–1709.

[ 10 ] KAWANABE H, MATSUI Y, KATO A, et al. Study on the flame propagation process in an ignited hydrogen jet [J]. SAE Paper, 2008, 724( 10 ): 2011–2009.

[ 11 ] OIKAWA M, KOJIYA Y, KONDO Y. Fundamental characteristics of ignition-combustion of rich mixture plume in high pressure direct injection hydrogen engines [J]. Transactions of the Society of Automotive Engineers of Japan, 2011, 42: 903–908.

[ 12 ] WANG N, HUANG S, ZHANG Z F, et al. Laminar burning characteristics of ammonia/hydrogen/air mixtures with laser ignition[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46( 62 ): 31879–31893.

[ 13 ] LIU X L, MARQUEZ M E, SANAL S, et al. Computational assessment of the effects of pre-chamber and piston geometries on the combustion characteristics of an optical pre-chamber engine[J]. Fuel, 2023, 341: 127659.

Effect of Hydrogen Jet Ignition on Combustion Characteristics of Coalbed Methane Engine

HE Yituan, WANG Qian, QIN Zihan, FU Yanyan

( College of Transportation, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China )

**Abstract:** In order to avoid the phenomena of combustion instability and knock in the process of power generation of large bore low concentration coalbed methane engine, the promoting effect on combustion of hydrogen jet ignition was studied. The influence of ignition-hydrogen injection interval on jet flame structure and combustion-supporting efficiency of engine were investigated. Based on the three-dimensional fluid mechanics software, the effects of different ignition-hydrogen injection matching strategies on the combustion performance of the engine were studied by changing the ignition time with fixed hydrogen injection time and hydrogen injection pulse width. The results showed that the obvious plume jet flame could be formed in the two working conditions of ignition before hydrogen injection ( ignition in 5 °CA before hydrogen injection ) and ignition during hydrogen injection, which could improve the combustion rate of the engine. The ignition delay period and combustion duration were shortened by 64% and 68% respectively compared with the original engine. The peak pressure and the peak heat release rate were increased by 2. 1 MPa and 1. 05 kJ/°CA. Fixing the hydrogen injection time and changing the ignition time, the indicated thermal efficiency of the two working conditions of the ignition before hydrogen injection and the ignition during hydrogen injection was not much different, both of which are about 40%. The efficiency of the two groups of cases that ignition after hydrogen injection were 38. 3% and 36. 7% , respectively. The indicated thermal efficiency of the engine could be increased by about 4% compared with the original engine by reasonably controlling the ignition-hydrogen injection time.

**Keywords:** low concentration coalbed methane; hydrogen injection combustion; composite injection; ignition hydrogen injection matching; flame structure