

点火和喷氢正时对增压直喷氢内燃机性能、燃烧和排放特性影响

张诗蔚¹, 孙柏刚¹, 罗庆贺^{1*}, 赖丰羽¹, 王康达¹

(1. 北京理工大学大学 机械与车辆学院, 北京 100081)

Effects of ignition and injection timing on performance, combustion and emissions characteristics of a turbocharged direct injection hydrogen engine

Zhang Shiwei¹, Sun Baigang¹, Luo Qinghe¹, Lai Fengyu¹, Wang Kangda¹

(1. School of mechanical engineering, Beijing institute of technology, 100081, China)

Abstract: Hydrogen shows promise as an alternative fuel for combustion engines due to its renewability, zero carbon emissions, and favorable economic efficiency. In the process of utilizing hydrogen, the direct-injection (DI) hydrogen internal combustion engine (HICE) has been proven to generate significant power with high thermal efficiency and a low risk of abnormal combustion. This study investigates the effects of the ignition timing and injection timing influence the turbocharged DI-HICE performance, combustion and emissions characteristics. The results show that by adjusting the ignition timing, delaying the combustion center of gravity and lowering the cylinder temperature, the nitrogen oxide emission can be reduced by up to 92%, and the turbocharger can make up for part of the energy loss caused by delayed ignition. At the same time, delaying injection timing can increase the BTE of hydrogen engines by 1.47%, but at the same time, it will also make the mixture uneven, resulting in a maximum cylinder pressure increase of 0.27 MPa, and the pressure increase rate from 0.47 MPa/°CA to 1.06 MPa/°CA.. The optimization of ignition timing and injection timing needs to consider the nitrogen oxides (NOx) emissions characteristics (Near zero emissions: NOx < 20ppm). Moreover, higher coolant temperatures can reduce 3.33% of the heat transfer losses proportion and 2.22kW of the other energy losses in the load of 0.4 MPa.

摘要: 氢气具备可再生、零碳排放和良好的经济效益, 其作为内燃机的替代燃料在“双碳”背景下具有重要战略意义。在利用氢能的利用中, 直喷氢内燃机 (DI-HICE) 具有高动力性、高经济性和零碳排放等优势。本文主要研究了点火正时和喷射正时对涡轮增压直喷氢内燃机的性能、燃烧和排放特性的影响。结果表明, 通过调整点火正时, 推迟燃烧重心, 降低气缸温度, 最多可以减少 92% 的氮氧化物排放, 而涡轮增压器可以弥补延迟点火造成的部分能量损失; 同时, 推迟喷射正时可以使氢内燃机的有效热效率 (BTE) 提高 1.47%, 但同时也会使混合气不均匀, 导致缸内最大爆发压力升高 0.27 MPa, 压力升高率从 0.47 MPa/°CA 提高到 1.06 MPa/°CA。此外, 点火正时和喷油正时的优化需要考虑氮氧化物 (NOx) 排放特性(接近零排放:NOx < 20ppm)。

关键词: 直喷氢内燃机; 点火正时; 喷氢正时; 能量分布

Key words: Direct-injection hydrogen engine; Ignition timing; Injection timing; Energy distribution characteristics

收稿日期: xxxx-xx-xx

基金项目: 国家自然科学基金(批准号:52206228)和北京理工大学青年科研基金项目(22050205-XSQD-202103007)的资助。中国中关村科技园区管理委员会(202120339223)资助。

作者简介: 张诗蔚 1 (1996 年-), 男, 博士研究生, 主要研究方向为氢内燃机供氢系统, E-mail:bitzhangshiwei@163.com;

罗庆贺 2 (联系人), E-mail:luoqinghe@bit.edu.cn。

0 概述

减少二氧化碳排放对抑制全球温室效应的作用日益显著,向碳中和发展的步伐正在加快。预计煤炭、汽油、柴油和天然气等传统燃料的使用将会减少,而太阳能、风能、潮汐能、生物能、氢能等可再生能源的使用将会增加[1]。从能源转换效率的角度来看,直接利用太阳能和风能产生的电力也至关重要。然而,在可再生能源不足的地方,出于能源安全的考虑,需要考虑能源的运输和储存。因此,通过水电解等工艺生产的氢和合成燃料的利用也引起了人们的极大关注。实现碳中和需要彻底节约能源,实现能源电气化,向不排放二氧化碳的能源过渡[2]。目前氢质子交换膜 (PEM) 燃料电池和氢内燃机 (HICE) 是氢应用于汽车的两种方法[3]。虽然 PEM 燃料电池的污染物排放量为零,但燃料电池中的膜电极组件使用昂贵的贵金属(如铂),导致生产成本和生产费用较高。与 PEM 燃料电池相比, HICE 可以利用现有成熟产业,解决可靠性和成本问题,并且对氢纯度的依赖程度较低[4]。

氢是一种适合应用于内燃机的可再生能源,人们已经进行了大量的研究来探索旨在提高内燃机性能 [5][6][7]。本文研究的重点主要在于以下两个方面:(1) 点火系统: 压缩点火和火花点火是两种不同的氢气点火方式。但由于氢气点火能量低,只有 0.02 mJ, 自燃温度高,高达 858 K, 因此氢发动机选择火花点火方式[8]。(2) 喷射系统: 进气道喷射 (PFI) 可以在氢内燃机运行在中高负荷时实现低氮氧化物排放,但 PFI 氢内燃机的回火和早燃等异常燃烧。然而,通过采用缸内直喷 (DI),可以有效地避免氢气进入进气歧管,从而最大限度地减少自燃的可能性。Gao 等人[9]研究发现,回火的发生对通过提高过量空气系数和减少热损失等技术,从而达到提高功率 (BP) 的目的提出了重大挑战。回火受到多种因素的影响,包括不恰当的气门正时和氢气喷射正时。这些因素共同作用导致了回火的发生。然而,除火花塞放电异常外,所有的回火因素可取决于气体交换过程中燃烧室内的温度变化[10]。

在上述研究中,高活性燃料(如重碳氢化合物/汽油或气体燃料/氢气)的掺入引起了极大的关注[11]。掺氢技术由于其零碳排放特性和可以加快火焰速度,已成为热门的研究课题,得到越来越多研

究机构和高校的认可和关注。Jayashish 等[12]研究了一台 667 cc PFI 单缸变压缩比四冲程点燃式 (SI) 发动机,由压燃式 (CI) 发动机改造而来,将压缩比 (CR) 从 10 改为 15。他们的研究表明,使用高 CR=15 和中等当量比约为 0.7 的氢气可以提高性能,从而提高功率和有效热效率。然而,观察到降低精益极限和提高 CR 会导致 NO_x 排放量显著增加。Bhasker 等[13]研究了将单缸柴油机改造为压缩天然气 (CNG) 燃料的稀燃火花点火 SI 发动机。研究人员发现,其功率和有效热效率都随着 CR 的增加而增加。峰值热效率(BTE) 为 30.2%, CR 为 12.5:1。然而,超过 12.5:1 的临界值后,与排放量的增加相比, BTE 的改善变得相对较小。

此外,由于氢内燃机采用稀薄燃烧技术,因此对增压系统的匹配要求度高,从而实现高过量空气系数的需求[14]。Naruke 等[15]发现,随着 λ 的增大,层流火焰速度迅速降低,导致燃烧不均匀,指示平均有效压力 (IMEP) 的循环变率 (COV) 升高。当过量空气系数 $\lambda=1.80$ 增加到 $\lambda=2.28$ 时,氢气燃烧时的火焰传播速度急速下降。Wang 等人[16]研究表明,燃烧时间延长,导致缸内最大爆发压力 (P_{max}) 和放热率(HRR)降低,最终导致氢混合汽油发动机的 BTE 相对较低, λ 的变化范围在 1 ~ 1.4 内。Xu 等[17]研究了过量空气比(λ)对氢燃料火花点火发动机氮氧化物(NO_x)排放的影响。他们发现,当 λ 从 1.6 下降到 0.7 时,观察到发动机峰值转速增加。其次,在第一个循环中,缸内压力开始上升,然后略有下降。第三,火焰的发展和传播周期缩短。排气温度由 329 K 上升至 355 K。Verhelst 等[18]发现 λ 超过 2 时,加入发动机的净热量减小,层流燃烧速度减小一半,绝热火焰温度降至三分之二。因此,发动机功率、热效率和气缸压力降低,而 COV_{IMEP} 增加。Luo 等[19]在 4 缸 PFI 氢发动机上进行了研究。他们发现 λ 趋近于 1,它对容积效率(η_{vol})的依赖减弱。在 1.3 到 1.2 的范围内, λ 的轻微降低会导致 η_{vol} 的轻微下降,而燃油消耗率(BSFC)和 BTE 则不受影响。增加火焰速度的影响随着 λ 的减小而减小,因为在 1.2 到 1 的范围内通过发动机冷却和废气增加了热损失。其结果显示,尽管 η_{vol} 在降低,但是 BTE 和 BP 的降低并不明显。当 λ 小于 1 时,气缸内的氢浓度变得相对较高,导致大量未燃烧的燃料。当 λ 减小时,会增加爆震的可能性。Bao 等[20]研究了稀薄燃烧(发动机转速为 2500 rpm, λ 大于 2.5)时可

以将涡轮增压直喷氢发动机的气缸温度降低到 1400 K 以下, 达到接近零排放 (NO_x 小于 20 ppm)。

同时, 喷射策略对氢内燃机空燃混合气的形成有重要影响。Wallner 等[21]研究了喷射策略对高效直喷氢内燃机的影响。其进行了不同喷射器位置和喷射器设计的试验研究。结果表明, 喷射器位置和起喷时间对热效率和 NO_x 排放都有显著影响[22]。Takagi 等[23]研究了喷射压力和喷射正时对速度场的影响。在直喷氢内燃机中, 为了提高 BTE 并减少 NO_x 排放, 必须优化喷射方向、数量、直径以及喷射时间。然而, 关于这些喷油器参数与缸内混合气分布之间的关系分析十分缺乏。Bao 等[24]研究了涡轮增压直喷氢内燃机的喷射正时和混合气的不均匀性对发动机性能和接近零 NO_x 排放的影响, 结果表明通过优化喷氢正时和增压匹配, 提高缸内过量空气系数, 可以有效降低 NO_x 的排放。

关于增压直喷氢内燃机的研究文献有限, 特别是针对不同点火正时和喷氢正时的能量平衡研究。在大多数情况下, 氢仅被用作掺混燃料, 纯氢多缸发动机的研究较少。此外, 在增压氢内燃机中, 对燃烧的控制会同时影响排气过程和进气过程, 从而增加了异常燃烧的风险。因此, 本研究旨在通过开展广泛的点火正时和喷射正时研究来补充这一方面的空白。

1 试验方法和装置

1.1 试验装置

在这项研究中, 使用了一台 2.0 L 四冲程缸内直喷(DI)涡轮增压氢内燃机(HICE)。HICE 系统根据汽油发动机的设计进行了改进, 氢气直喷器位于每个气缸盖的中心 (见图 1)。实验测试采用 FC200 测试系统进行, 该测试系统由 CW250 涡流测功机、冷却剂冷却系统、涡轮增压器中冷系统和数据采集系统组成。通过测功机获取 HICE 产生的功率和扭矩。冷却液冷却系统与发动机冷却液系统相连, 通过与水塔冷却水的对流换热来调节温度。使用 Pt100 传感器测量冷却剂的温度, 测量误差低于 0.5 K, 以确保准确的温度测量。与压缩机出口相连的涡轮增压器中冷系统通过与冷却水的对流换热来控制进气温度。此外, 该系统还监测进气的温度和压力, 以便研究冷却剂的能量分布特性。HICE 的基本参数和组成详见表 1 和图 1。

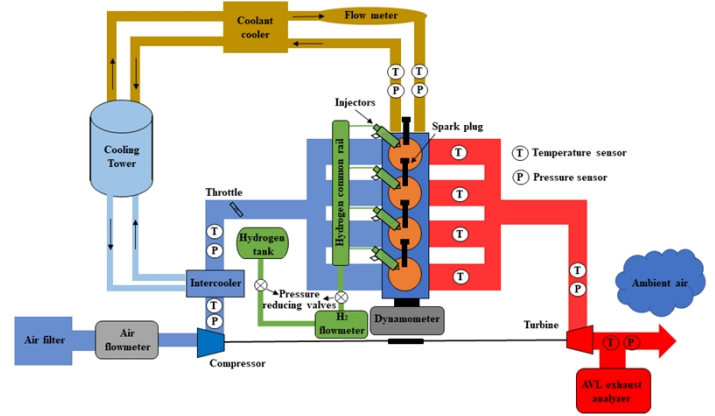


图. 1 试验装置示意图

表. 1 发动机参数

发动机	参数
缸径和冲程	88 mm and 82 mm
气缸	4
压缩比	12.5
排气门开启时刻	40°CA-bBDC
排气门关闭时刻	4°CA-aTDC
进气门开启时刻	6°CA-aTDC
进气门关闭时刻	40°CA-aBDC
发动机转速	1500 rpm

用 k 型热电偶测量排气温度。温度传感器分别安装在涡轮机前后。

采用均方根法计算实验结果的不确定度, 确定误差的大小, 误差服从高斯分布, 由公式(1):

$$\Delta R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \Delta x_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \Delta x_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \Delta x_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

1.2 理论计算

氢燃料的能量计算如下式

$$\dot{E}_{\text{fuel-H}_2} = \dot{M}_{\text{H}_2} Q_{\text{LHV,H}_2} \quad (2)$$

其中, $\dot{E}_{\text{fuel-H}_2}$ 表示氢气燃料的化学能, $\dot{M}_{\text{H}_2}$ 表示氢气的质量流量, 单位为 kg/h; $Q_{\text{LHV,H}_2}$ 表示氢气的热值, 其数值和单位均为 120MJ/kg。

进气能量通过下式计算得到:

$$\dot{E}_{\text{intake}} = \dot{M}_{\text{in}} H_{\text{in}}^{\text{sens}} \quad (3)$$

其中 $\dot{E}_{\text{intake}}$ 表示进气能量； $\dot{M}_{\text{in}}$ 和 $H_{\text{in}}^{\text{sens}}$ 分别表示进气温度的流量和比焓。

氢气的焓值通过下式计算得到：

$$\dot{E}_{\text{H}_2} = \dot{M}_{\text{H}_2} H_{\text{H}_2}^{\text{sens}} \quad (4)$$

其中 $\dot{E}_{\text{H}_2}$ 表示氢气的焓值； $\dot{M}_{\text{H}_2}$ 表示氢气流量，单位为 kg/h； $H_{\text{H}_2}^{\text{sens}}$ 表示氢气在进气温度的比焓；

氢内燃机冷却液能量通过下式计算得到：

$$\dot{E}_{\text{coolant}} = \dot{M}_{\text{c-medium}} c_{\text{p,c-medium}} (T_{\text{c-medium,out}} - T_{\text{c-medium,in}}) \quad (5)$$

其中， $\dot{E}_{\text{coolant}}$ 表示冷却液带走的能量；

$\dot{M}_{\text{c-medium}}$ 表示冷却液的质量流量； $c_{\text{p,c-medium}}$ 表示冷却液的比热容； $T_{\text{c-medium,in}}$ 表示冷却液的进口温度； $T_{\text{c-medium,out}}$ 冷却液的出口温度；

废气吸收的能量是：氢气内燃机的废气主要由水蒸气(H_2O)、氮气(N_2)、氧气(O_2)以及氮氧化物(NO_x)、碳氢化合物(HC)和一氧化碳(CO)组成，其数量微不足道，可以忽略不计，而 NO_x 的主要成分是一氧化氮(NO)。公式(6)可以确定排气能量：

$$\dot{E}_{\text{ex}} = (\dot{M}_{\text{N}_2} c_{\text{p,N}_2} + \dot{M}_{\text{O}_2} c_{\text{p,O}_2} + \dot{M}_{\text{H}_2\text{O}} c_{\text{p,H}_2\text{O}}) (T_{\text{exh}} - T_{\text{a}}) + (\dot{M}_{\text{H}_2} + \dot{M}_{\text{in}}) \omega_{\text{NO}} c_{\text{p,NO}} \quad (6)$$

其中 $\dot{E}_{\text{ex}}$ 表示氢内燃机的排气能量；

$\dot{M}_{\text{N}_2}$ 、 $\dot{M}_{\text{O}_2}$ 、 $\dot{M}_{\text{H}_2\text{O}}$ 分别表示氮气、氧气和水蒸气的质量流量； $c_{\text{p,N}_2}$ 、 $c_{\text{p,O}_2}$ 、 $c_{\text{p,H}_2\text{O}}$ 、 $c_{\text{p,NO}}$ 分别表示氮气、氧气、水蒸气和一氧化氮的比热容； ω_{NO} 则表示一氧化氮在排气组分中的质量分数；

增压中冷器的能量通过下式计算得到：

$$\dot{E}_{\text{inter,c}} = \dot{M}_{\text{a}} c_{\text{p,a}} (T_{\text{inter,c,out}} - T_{\text{inter,c,in}}) \quad (7)$$

其中 $\dot{E}_{\text{inter,c}}$ 表示增压中冷器带走的能量； $\dot{M}_{\text{a}}$ 表示通过中冷器的空气质量流量； $T_{\text{inter,c,in}}$ 和 $T_{\text{inter,c,out}}$ 分别表示进气通过中冷器前后的温度； $c_{\text{p,a}}$ 表示压气机出口温度下进气的比热容。

氢内燃机通过曲轴输出的有效功如公式(8)计算得到：

$$E_{\text{e}} = 2 \times \pi \times n \times T_{\text{tq}} \times 10^{-3} \quad (8)$$

其中 T_{tq} 为测功机测试得到扭矩，单位为 $\text{N} \cdot \text{m}$ ； n 为发动机转速，单位为 rpm。

其他能量损失 $\dot{E}_{\text{other loss}}$ 包括摩擦损失、泵送损失、泄漏损失和对流换热损失。最后，推导出涡轮增压直驱 HICE 的总能量平衡公式为：

$$\dot{E}_{\text{fuel-H}_2} + \dot{M}_{\text{in}} H_{\text{in}}^{\text{sens}} + \dot{M}_{\text{H}_2} H_{\text{H}_2}^{\text{sens}} = E_{\text{e}} + \dot{E}_{\text{coolant}} + \dot{E}_{\text{ex}} + \dot{E}_{\text{inter,c}} + \dot{E}_{\text{other loss}} \quad (9)$$

2 试验结果与讨论

2.1 点火正时的影响

在涡轮增压直喷式内燃机中，CA50 (50%燃烧重心点) 被用作观察燃烧相位变化的重要参数。由于氢气的点火能量低，可燃性范围广，调整点火时间可以迅速改变燃烧阶段。提前燃烧可能会导致爆震，而延迟燃烧则会导致燃烧稳定性下降，导致循环之间的变化增加，考虑这两者之间的权衡是至关重要的。因此，CA50 的变化范围通常限制在 0°CA 到 20°CA 之间。实验设置为 10 MPa 的喷射压力和 140°CA-BTDC 的起始喷射相位 (SOI)，以确保氢气和空气的完全混合。如图. 3 所示，在发动机转速为 2500 r/min，负载为 0.8 MPa 时，点火正时设置为 9°CA-BTDC 对应的 MBT，功率输出最优，BTE 最高可达 33.51%。因此，这种配置在中等负荷条件下产生最佳的燃油经济性。当点火正时接近上死点时，在 0.6 MPa 和 0.8 MPa 工况下，BTE 分别降低了 2.56% 和 0.7%。废气能量占比分别提高了 1.63% 和 0.63%。这可以归因于点火时间延迟导致的不完全燃烧，导致排气温度升高，如图. 6 所示。然而，随着排气温度的升高，涡轮增压器在回收燃烧过程中损失的能量方面变得更加有效。这种增强的涡轮增压能力转化为进气压力和 λ 的增加，如图. 5 所示。因此，在相应的条件下，进气带走的能量相应增加，分别为 0.23% 和 0.11%。图. 4 表明，通过将点火时间从 12°CA-BTDC 推迟到 3°CA-BTDC ，可以实现氮氧化物(NO_x)排放的显著减少。如 Bao 等[20]所述，在 0.6 MPa 负荷下， NO_x 排放量可降至超低排放阈值以下。同样，在负荷为 0.8 MPa 时，氮氧化物排放量从 2125 ppm 降至 160 ppm，相当于减少了约 92%

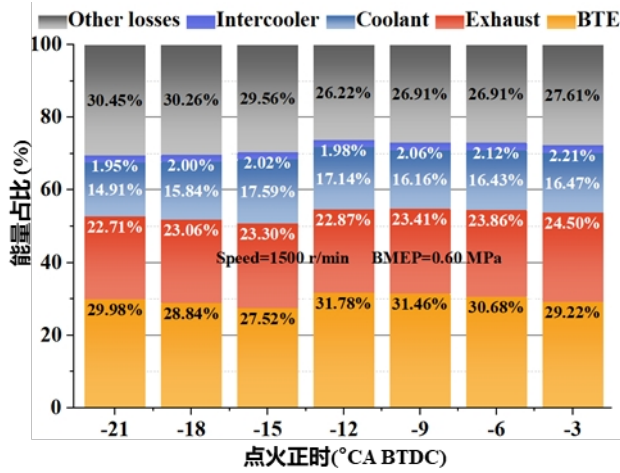


图. 2 BMEP=0.6MPa 时点火正时对氢内燃机能量分布影响

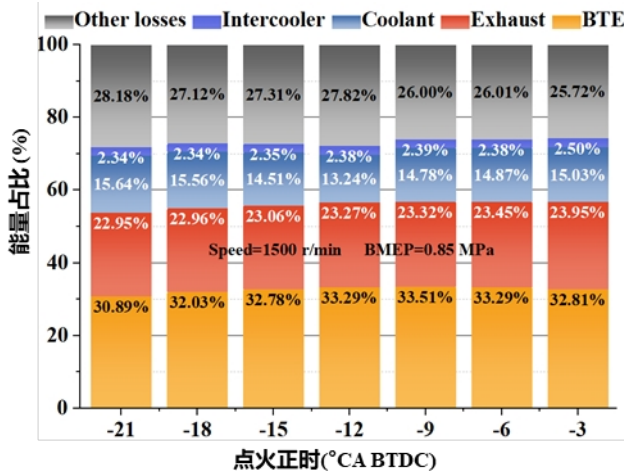


图. 3 BMEP=0.85MPa 时点火正时对氢内燃机能量分布影响

延迟点火导致的排放减少可以从两个角度来解释。首先，通过 HRR 曲线，增大活塞向下位移量，降低 HRR 峰值；缓慢燃烧导致缸内压力降低，燃烧温度降低，NO_x 生成速率降低。如图. 7 所示，延迟点火时间导致燃烧稳定性变差，峰值瞬态放热率从 44.83 J/°CA 和 93.79 J/°CA 逐渐降低到 29.10 J/°CA 和 62.80 J/°CA，而燃烧持续期 (BD) 从 21.23 J/°CA 和 12.77 J/°CA 增加到 31.18°CA 和 19.92°CA。

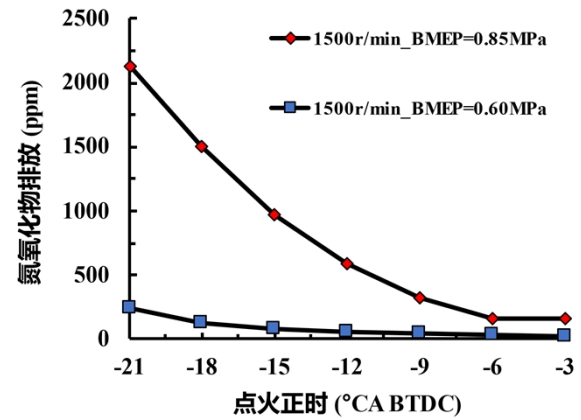


图. 4 点火正时对氮氧化物排放的影响

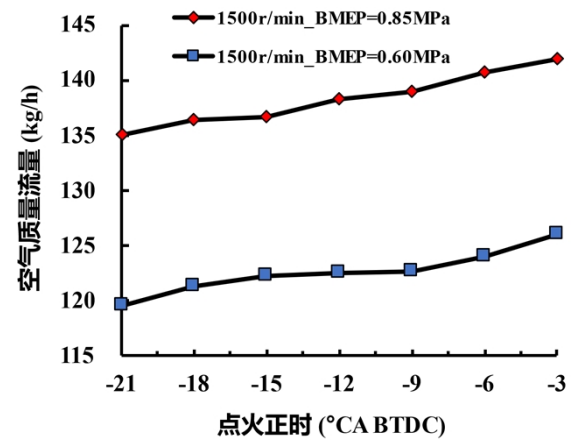


图. 5 点火正时对空气质量流量的影响

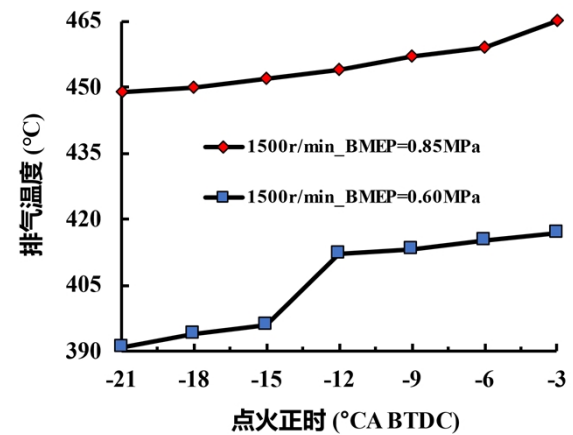


图. 6 点火正时对排气温度的影响

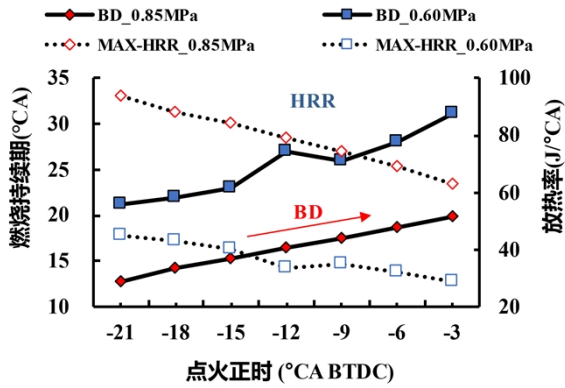


图. 7 点火正时对燃烧持续期和放热率的影响

其次，点火正时的推迟增加了排气能量，从而增加了进气量。在一定的氢气喷射速率下，过量空气系数上升，促进均匀燃烧。因此，这有助于降低缸内温度，从而有助于减少氮氧化物的排放。

2. 2 喷氢正时的影响

在直喷氢内燃机中，氢气的喷射正时直接影响氢气与空气的混合时间，以及缸内气体的流动特性，从而影响混合气的形成和浓度分布。混合气的质量与火焰的发展密切相关，而燃烧特性和浓度分布直接影响发动机的性能、燃油效率和 NO_x 排放。因此，研究不同喷氢正时下混合气的形成和燃烧过程对提出喷氢正时的优化策略具有重要意义。

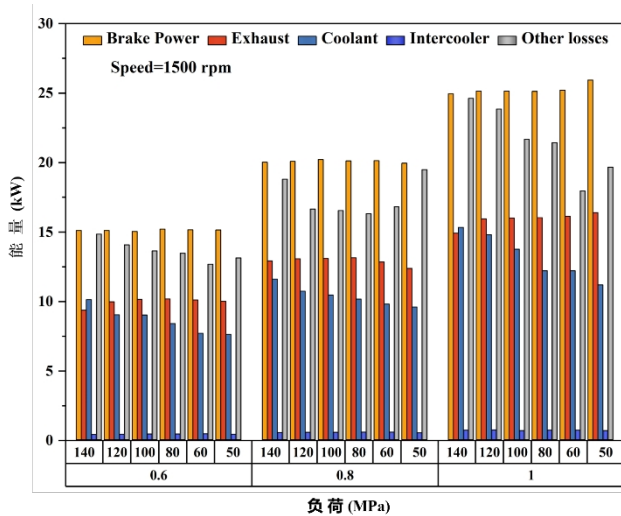


图. 8 不同喷氢正时和负荷下氢内燃机的能量分布规律

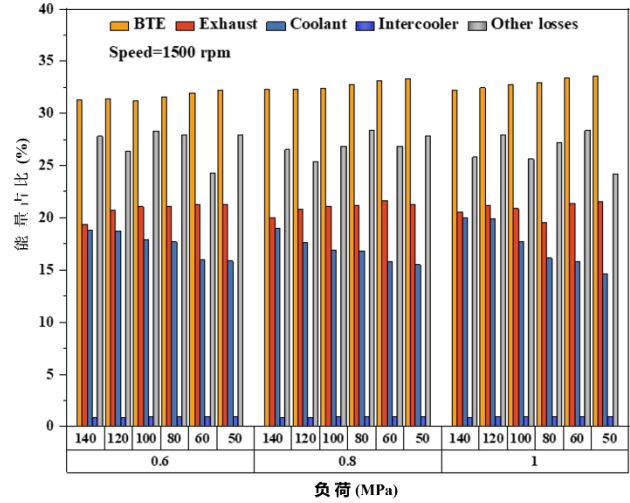


图. 9 不同喷氢正时和负荷下氢内燃机的能量占比规律

实验发动机转速为 1500 rpm、节流阀全开的条件下进行。氢气喷射压力为 10 MPa，发动机负荷分别为 0.6 MPa、0.8 MPa 和 1.0 MPa。点火正时设定为 MBT 的最佳点火角度。氢气的起始喷射相位 (SOI) 从 140°CA-BTDC 调整到 50°CA - BTDC，同时在每个负载条件下保持恒定的氢气流量。在不同负载条件下，气流速率变化最小， λ 稳定在 2.3、1.8 和 1.5。

实验结果表明，调整喷射正时，特别是通过推迟喷射，可以提高 BP 和燃油经济性。如图. 8 和图. 9 所示，BP 从 SOI=140°CA-BTDC 时的 24.92 kW 逐渐增加到 SOI=50°CA -BTDC 时的 25.19 kW，BTE 从 33.14% 上升到 34.61%。推迟喷射所带来的效率提高主要归因于两个因素。首先，通过推迟喷射正时，氢气进入气缸的时间被推迟，从而减少了与压缩大量氢气造成的能量损失。同时可以减少压缩冲程损失和泵气损失，从而提高了有效热效率。其次，推迟喷射正时，此时喷射背压升高，从而缩短了混合时间。这导致氢-空混合气分布变得更加集中，并且在气缸壁附近的混合物密度降低。因此，传热损失被最小化，导致冷却液带走能量较少。例如，在 BMEP 为 1 MPa 时，随着喷射正时接近上止点，冷却液能量下降 4.15 kW，其占比下降 5.32%。

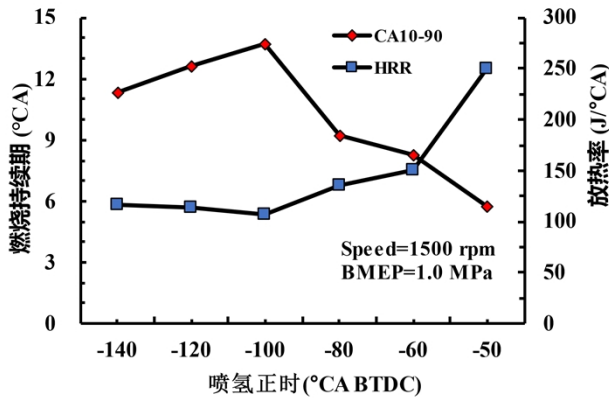


图. 10 喷氢正时对燃烧持续期和放热率的影响

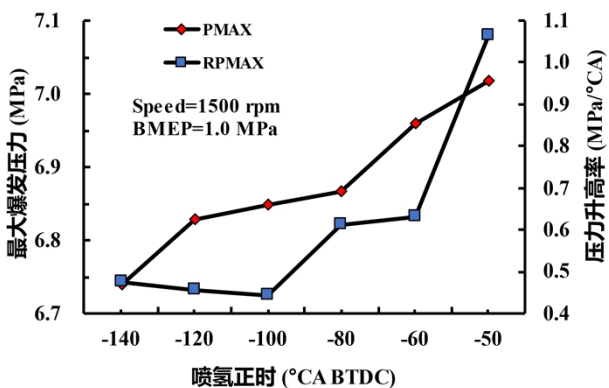


图. 11 喷氢正时对最大爆发压力和压力升高率的影响

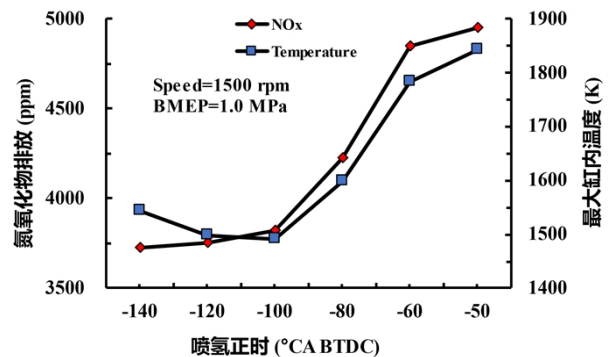


图. 12 喷氢正时对氢内燃机排放的影响

如图. 10 所示, 随着喷射正时的延迟, 燃烧持续期逐呈现先增大后减小的趋势。这可以归因于 $SOI=50^{\circ}CA-BTDC$ 时, 局部富混合气区域发生快速燃烧, 导致 HRR 为 $251 J/^{\circ}CA$, BD 最短为 $6^{\circ}CA$ 。提前喷射使气缸内有足够的时间形成均匀的混合气, 从而导致上述局部混合气丰富区域的消失和高度集中的快速燃烧区域的消失。因此, 在 $SOI=100^{\circ}CA-BTDC$ 时, BD 增加到 $14^{\circ}CA$ 。随着喷射正时的进一步推迟, HRR 的增加幅度较小, BD 减小。同时, 随着喷射正时接近上止点, 最大气缸压力和 PRR 呈

现先减小后增大的趋势, 如图. 11 所示。这可以归因于高混合均匀性和高混合不均匀性都可以加速燃烧。然而, 混合气不均匀性对压力上升速率的影响更为显著, 导致最大缸内压力出现在混合气均匀性最差的喷射时刻。最大气缸压力提高 $0.27 MPa$ 。进一步分析发现, 当喷射正时接近上止点时, 平均缸内燃烧温度可达 $1840 K$, 混合气不均匀导致 NOx 排放量接近 $5000 ppm$, 如图. 12 所示。

3 结论

- (1) 点火正时是影响内燃机性能和 NOx 排放的关键参数。推迟点火正时是减少氮氧化物排放的有效策略。通过延迟燃烧中心, 降低气缸温度, 涡轮增压器可以弥补延迟点火造成的部分能量损失。实验结果表明, 当点火时间从 $21^{\circ}CA-BTDC$ 推迟到 $3^{\circ}CA-BTDC$ 时, NOx 排放量从 $2125 ppm$ 下降到 $160 ppm$ 。此外, 涡轮增压器回收的能量有助于增加进气质量, 进一步提高发动机的性能;
- (2) 虽然延迟喷射可以使氢发动机的 BTE 提高 1.47% , 但同时也会使混合气不均匀, 导致最大气缸压力升高 $0.27 MPa$, PRR 从 $0.47 MPa/^{\circ}CA$ 提高到 $1.06 MPa/^{\circ}CA$ 。此外, 混合气的不均匀燃烧加剧了缸内温度的升高。例如, 在氢内燃机转速为 $1500rpm$, 负荷为 $1MPa$ 时, 对比低负荷时气缸内温度升高了 $300K$ 。此时热力学氮氧增多, NOx 生成量增加 32% 。因此, 在通过调整喷射正时来优化性能参数时, 必须考虑其对排放特性的影响。

参考文献:

- [1] Khan MI, Yasmin T, Shakoor A. Technical overview of compressed natural gas (CNG) as a transportation fuel. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2015; 51:785-97.
- [2] Wu C, Deng K, Wang Z. The effect of combustion chamber shape on cylinder flow and lean combustion process in a large bore spark-ignition CNG engine. J ENERGY INST. 2016; 89:240-7.
- [3] Payri F, Martin J, Garcia A, Carreño R. Experimental and Theoretical Analysis of the Energy Balance in a DI Diesel Engine., SAE 2015 World Congress & Exhibition 2015. pp. 2011-5.
- [4] Fu J, Liu J, Feng R, Yang Y, Wang L, Wang Y. Energy and exergy analysis on gasoline engine based on mapping characteristics experiment. APPL ENERG. 2013; 102:622-30.

- [5] Zhenzhong Y, Aiguo S, Fei W, Nan G. Research into the formation process of hydrogen–air mixture in hydrogen fueled engines based on CFD. *INT J HYDROGEN ENERG.* 2010; 35:3051-7.
- [6] Madadi Avargani V, Zendehboudi S, Cata Saady NM, Dusseault MB. A comprehensive review on hydrogen production and utilization in North America: Prospects and challenges. *ENERG CONVERS MANAGE.* 2022; 269:115927.
- [7] Garcia G, Arriola E, Chen W, De Luna MD. A comprehensive review of hydrogen production from methanol thermochemical conversion for sustainability. *ENERGY.* 2021; 217:119384.
- [8] Chen W, Chen C. Water gas shift reaction for hydrogen production and carbon dioxide capture: A review. *APPL ENERG.* 2020; 258:114078.
- [9] Bao L, Sun B, Luo Q, Li J, Qian D, Ma H, et al. Development of a turbocharged direct-injection hydrogen engine to achieve clean, efficient, and high-power performance. *FUEL.* 2022; 324:124713.
- [10] Abedin MJ, Masjuki HH, Kalam MA, Sanjid A, Rahman SMA, Masum BM. Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2013; 26:20-33.
- [11] Zhou X, Chen Z, Zou P, Liu J, Duan X, Qin T, et al. Combustion and energy balance analysis of an unthrottled gasoline engine equipped with innovative variable valvetrain. *APPL ENERG.* 2020; 268:115051.
- [12] Yingjian L, Qi Q, Xiangzhu H, Jiezhi L. Energy balance and efficiency analysis for power generation in internal combustion engine sets using biogas. *Sustainable Energy Technologies and Assessments.* 2014; 6:25-33.
- [13] Luo Q, Sun B. Experiments on the effect of engine speed, load, equivalence ratio, spark timing and coolant temperature on the energy balance of a turbocharged hydrogen engine. *ENERG CONVERS MANAGE.* 2018; 162:1-12.
- [14] Wang X, Sun B, Luo Q. Energy and exergy analysis of a turbocharged hydrogen internal combustion engine. *INT J HYDROGEN ENERG.* 2019; 44:5551-63.
- [15] Thomas Koch D, Sousa A, Bertram D. H₂-Engine Operation with EGR Achieving High Power and High Efficiency Emission-Free Combustion., 2019 JSAE/SAE Powertrains, Fuels and Lubricants 2019. pp. 2011-9.
- [16] Navale SJ, Kulkarni RR, Thipse SS. An experimental study on performance, emission and combustion parameters of hydrogen fueled spark ignition engine with the timed manifold injection system. *INT J HYDROGEN ENERG.* 2017; 42:8299-309.
- [17] Nieminen J, Dincer I. Comparative exergy analyses of gasoline and hydrogen fuelled ICEs. *INT J HYDROGEN ENERG.* 2010; 35:5124-32.
- [18] Ismail S, Mehta PS. Second law analysis of hydrogen–air combustion in a spark ignition engine. *INT J HYDROGEN ENERG.* 2011; 36:931-46.
- [19] Nemati A, Fathi V, Barzegar R, Khalilarya S. Numerical investigation of the effect of injection timing under various equivalence ratios on energy and exergy terms in a direct injection SI hydrogen fueled engine. *INT J HYDROGEN ENERG.* 2013; 38:1189-99.
- [20] Liu C, Liu Z, Tian J, Han Y, Xu Y, Yang Z. Comprehensive investigation of injection parameters effect on a turbocharged diesel engine based on detailed exergy analysis. *APPL THERM ENG.* 2019; 154:343-57.
- [21] Boretti A. Stoichiometric H₂ICE with water injection and exhaust and coolant heat recovery through organic Rankine cycles. *INT J HYDROGEN ENERG.* 2011; 36:12591-600.
- [22] Sprouse C, Depcik C. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. *APPL THERM ENG.* 2013; 51:711-22.
- [23] Wang C, Yang F, Zhang H, Zhao R, Xu Y. Energy recovery efficiency analysis of organic Rankine cycle system in vehicle engine under different road conditions. *ENERG CONVERS MANAGE.* 2020; 223:113317.
- [24] Li T, Caton JA, Jacobs TJ. Energy distributions in a diesel engine using low heat rejection (LHR) concepts. *ENERG CONVERS MANAGE.* 2016; 130:14-24.
- [25] Taymaz I. An experimental study of energy balance in low heat rejection diesel engine. *ENERGY.* 2006; 31:364-71.
- [26] Jafarmadar S, Tasoujiazar R, Jalilpour B. Exergy analysis in a low heat rejection IDI diesel engine by three dimensional modeling. *INT J ENERG RES.* 2014; 38:791-803.
- [27] Zhao R, Zhang H, Song S, Yang F, Hou X, Yang Y. Global optimization of the diesel engine–organic Rankine cycle (ORC) combined system based on particle swarm optimizer (PSO). *ENERG CONVERS MANAGE.* 2018; 174:248-59.

-
- [28] Bahrampoury R, Behbahaninia A. Thermodynamic optimization and thermoeconomic analysis of four double pressure Kalina cycles driven from Kalina cycle system 11. *ENERG CONVERS MANAGE*. 2017; 152:110-23.