

喷氢比例和定时对氢柴油双直喷发动机 燃烧和排放特性的影响

钱毅¹, 鹿盈盈¹, 王梦¹, 裴毅强²

(1. 南京工业大学机械与动力工程学院, 211816, 南京;

2. 天津大学先进内燃动力全国重点实验室, 300072, 天津)

摘要: 为深入探究喷氢参数对氢柴油双直喷发动机性能的影响规律, 运用数值模拟方法对重型柴油机大负荷工况氢柴油双直喷燃烧模式进行探索, 研究了喷氢比例和喷氢定时对缸内燃烧和排放特性的影响。首先, 在纯柴油原机上构建喷氢管模型, 实现氢柴油双直喷燃烧模式; 其次, 探究不同喷氢比例对燃烧及排放特性的影响; 最后, 基于最优喷氢比例, 进一步分析喷氢定时对燃烧过程与污染物生成的作用规律。研究表明: 氢气的引入可显著改变燃烧重心分布, 使浓混合气区由燃烧室凹坑上移至缸盖部位; 适度增加喷氢比例可显著提前燃烧重心并降低排气损失和活塞传热损失, 提升指示热效率; 喷氢定时的推迟可提高缸压峰值, 提前燃烧重心, 避免氢气进入侧隙, 降低排气损失, 提升指示热效率, 但高温条件会加剧 NO_x 的生成。优化后的喷氢方案为喷氢比例 20%、喷氢定时为上止点前 20° 曲轴转角, 与纯柴油原机相比, 该方案指示热效率提高了 1.37%, 碳烟比排放降低了 41.33%, 但 NO_x 比排放增加了 12.86%。研究明确了喷氢比例和定时对氢柴油双直喷发动机的影响, 为氢柴油双直喷发动机的发展提供了理论依据和数据支撑。

关键词: 氢柴油双直喷; 喷氢比例; 喷氢定时; 燃烧; 排放

中图分类号: TK422 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtubxb202512018 **文章编号:** 0253-987X(2025)12-0203-13

Influence of Hydrogen Injection Ratio and Timing on the Combustion and Emission Characteristics of Hydrogen-Diesel Dual Direct Injection Engines

QIAN Yi¹, LU Yingying¹, WANG Meng¹, PEI Yiqiang²

(1. School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211816, China;

2. State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: To delve into how hydrogen injection parameters are related to the performance of hydrogen-diesel dual direct injection engines, numerical simulation methods were employed in this study to investigate the combustion mode of heavy-duty diesel engines under high-load conditions with hydrogen-diesel dual direct injection. To explore the influence of hydrogen injection ratio and injection timing on in-cylinder combustion and emission characteristics, a hydrogen injection pipe model was first constructed for hydrogen-diesel dual direct injection combustion in an original diesel engine; then, how different hydrogen injection ratios affected the combustion and

收稿日期: 2025-06-09。 作者简介: 钱毅(2001—), 男, 硕士生; 鹿盈盈(通信作者), 女, 副教授, 硕士生导师。 基金项目: 江苏省高等学校基础科学(自然科学)研究重大项目(25KJA470005); 先进内燃动力全国重点实验室开放研究项目(K2023-01); 江苏省研究生科研与实践创新计划项目(SJCX25_0572)。

网络出版时间: 2025-08-06

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20250806.1044.002>

emission characteristics was studied to identify the optimal hydrogen injection ratio; with the optimal hydrogen injection ratio identified, further analysis was performed with respect to the effect of hydrogen injection timing on the combustion process and pollutant formation. The research results show that the introduction of hydrogen can significantly change the distribution of the combustion center, moving the rich mixture zone from the combustion chamber recess to the cylinder head area. A moderate increase in the hydrogen injection ratio can notably advance the combustion center CA50, reduce exhaust loss and piston heat transfer loss, and improve the indicated thermal efficiency. Delay in the hydrogen injection timing can increase the peak cylinder pressure, advance the combustion center, prevent hydrogen from entering the side clearance, reduce exhaust loss, and improve the indicated thermal efficiency, but the high-temperature conditions may intensify NO_x formation. The optimized hydrogen injection proposal, with a hydrogen injection ratio of 20% and hydrogen injection timing at 20° crank angle before the top dead center, achieved a 1.37% improvement of thermal efficiency and 41.33% reduction of soot, but also resulted in a 12.86% increase in NO_x emissions. This study has clarified the effects of the hydrogen injection ratio and timing on hydrogen-diesel dual direct injection engines. It is intended to provide theoretical basis and data support for the development of hydrogen-diesel dual direct injection engines.

Keywords: Hydrogen-diesel dual direct injection; Hydrogen injection ratio; Hydrogen injection timing; Combustion; Emissions

内燃机在未来几十年仍将在移动式动力装置中占有支配地位。为了应对全球气候变暖,中国推进了“双碳”目标,未来将通过燃用碳中和燃料的新能源内燃机,助力中国能源和交通领域早日实现碳中和^[1-2]。传统柴油机热效率高,但存在氮氧化物(NO_x)、颗粒物(PM)和二氧化碳(CO_2)等排放问题。氢能因其零碳特性成为理想替代能源。氢柴油双燃料技术因其通过优化混合燃烧,同步提升热效率并降低排放,而成为当前研究热点。

氢燃料发动机按喷射位置可分为进气道喷射(PFI)和缸内直喷(DI),其中DI方式又可细分为压缩前期低压喷射和压缩后期高压喷射。PFI氢柴油发动机需严格控制喷氢比例,过高易导致进气管回火、早燃和爆震等问题。相比之下,DI方式通过压缩冲程直接缸内喷氢,能有效降低异常燃烧风险^[3],且可通过调整喷氢定时、持续期和压力等参数灵活优化燃烧过程。

目前氢柴油双燃料发动机中的氢喷射普遍采用PFI进气方式,而采用PFI方式的相关研究主要围绕喷氢比例等因素展开。Castro等^[4]研究了四缸直喷涡轮增压柴油机的排放特性、发动机性能以及最大氢替代率,并探讨了氢可燃极限与喷氢比例之间的关系。Roy等^[5]研究发现,当引燃柴油喷油量固定时,空燃比随着氢气质量的变化而变化,受爆震

的限制,最大燃空当量比为0.3。Gültekin等^[6]研究了压燃式发动机中喷氢比例对发动机性能和排放的影响。结果表明,氢提供的能量占燃料总能量的比例应控制在5%~20%之间。Tian等^[7]通过智能算法发现,掺氢会导致所有工况下的 NO_x 排放量增加,一氧化碳(CO)和 CO_2 排放量降低。Cernat等^[8]研究发现,加氢后,最大压升率提高,但没有超过正常值,保证了发动机的正常可靠运行。Reddy等^[9]研究发现,在满负荷下喷氢比例15%的碳烟、CO和未燃碳氢(UHC)排放最多可以减少10.5%。Ali等^[10]研究发现,氢柴油双燃料发动机提高喷氢比例可提高发动机热效率,但会增加 NO_x 排放。Gültekin等^[11]的研究结果表明:掺氢后发动机的缸压增加,比能耗降低;同时,一氧化氮(NO)排放增加,而其他排放显著减少;但当喷氢比例超过14%时会起反作用。

氢柴油双直喷技术已成功应用于压燃式发动机,相比于PFI,DI可以在进气门关闭后再喷射,避免氢气回流进入进气道导致回火。在相同工况下,氢直喷可以采用更稀薄的燃烧方式,从而降低了泵气损失,提升热效率。Treacy等^[12]研究发现,随着喷氢正时的延迟,燃烧效率和 NO_x 排放都会降低。Ramsay等^[13]研究了缸内直喷氢柴油双燃料发动机的燃烧特性,结果表明:当喷氢比例过高,则会由于

柴油太少而难以引燃;小负荷下喷氢比例越高,柴油越少则滞燃期越长,从而导致燃烧不稳定。Liu 等^[14]研究发现,喷氢定时在压缩行程早期时,混合气趋向于预混合燃烧,而在压缩行程末期则趋向于扩散燃烧。Huang 等^[15]研究发现,在一定的喷氢压力下,随着喷氢定时的推迟,混合气分布的均匀性变差,浓混合气分布在缸壁附近,这导致了火焰传播速度的降低。Hu 等^[16]探索了不同喷氢压力下的混合和燃烧特性,确定了 3 缸 4 冲程涡轮增压直喷式氢发动机的最佳喷氢策略。

氢柴油双燃料内燃机具备技术可行性,但其实际应用仍需深入研究喷氢参数对燃烧排放的影响。本文在前人研究经验的基础上,固定喷氢管参数和喷氢压力,研究喷氢比例和定时对双直喷发动机性能的影响,为未来发动机设计提供理论支撑。

1 纯柴油原机试验台架搭建和数值模拟模型

1.1 试验台架搭建

为满足单缸试验的要求,本文对重型 6 缸直列式柴油机 WP10H 进行改造,其中 1 缸为试验缸,配备单独的高压共轨燃油喷射系统和进气系统。排气分析仪采用 Horiba 7100 气体分析仪,可以测量排气中的 NO_x、UHC、CO、CO₂ 和 O₂。采用 AVL415 烟度计测量碳烟排放。本文喷油系统为高压共轨,负荷为平均指示压力为 1.8 MPa 左右的高负荷,燃油种类为国 V 0 号柴油。试验用纯柴油原机技术参数如表 1 所示。

表 1 试验用纯柴油原机技术参数
Table 1 Test parameters of original diesel engine

参数	数值
缸径/mm	116
行程/mm	150
连杆长度/mm	224.5
涡流比	1.1
发动机转速/(r·min ⁻¹)	1 200
柴油喷油质量/mg	180
喷油压力/MPa	180
喷孔数量	8
喷孔直径/mm	0.169
喷孔之间夹角/(°)	149
最大爆发压力/MPa	24
排量/L	9.5
压缩比	18.5

1.2 数值模拟模型与合理性验证

1.2.1 计算网格建立

由于纯柴油原机采用直喷式 ω 型燃烧室和均匀布置的 8 孔孔式喷油器,为了减少计算时间,对 45°扇形区域建模,并导入到 CONVERGE 软件,设定整体缸内网格大小为 4 mm,并针对缸盖、缸套和活塞顶部进行局部加密至 1 mm。喷雾锥形区域加密至 0.5 mm。同时,启用 AMR 自适应网格加密功能,根据缸内速度、温度和排放浓度场自动调整网格密度至 0.5 mm。

图 1 为上止点时纯柴油原机的计算网格,计算范围为从进气门关闭时刻到排气开启时刻。初始边界参数如表 2 所示,本文将上止点对应曲轴转角定义为 0°。

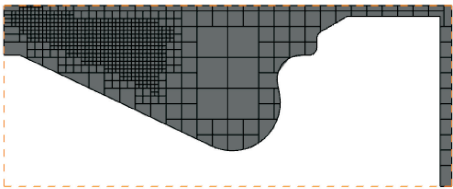


图 1 上止点时纯柴油原机计算网格
Fig. 1 Calculation grid at top dead center of the original engine

表 2 模拟的初始条件和边界条件
Table 2 Initial and boundary conditions of simulations

参数	数值
进气门关闭定时/(°)	-110
排气门开启定时/(°)	126
涡流比	1.1
缸内初始压力/MPa	0.39
进气温度/K	326
缸壁温度/K	455
缸盖温度/K	535
活塞温度/K	524
柴油喷油定时/(°)	-2
柴油喷油脉宽/(°)	18

1.2.2 数值模拟模型及合理性验证

本文仿真采用喷雾模型中的 KH-RT^[17]一次破碎与二次破碎模型、O'Rourke 雾滴碰撞模型和非时间计数器聚合模型、Wall film 撞壁模型以及 Frossling 燃油蒸发模型。利用燃烧机理文件耦合 SAGE 燃烧模型、Hiroyasu 碳烟排放模型、RNG *k-ε* 湍流模型以及 Boundary Heat Flux 壁面传热模型。采用正庚烷(C₇H₁₆)作为柴油化学反应替代物。NO_x 排放模型选择 Extended Zeldovich^[18]模型,

NO_x 的排放根据 EPA 法规由 NO 计算值乘以系数 1.533 得到。

课题组前期^[19]已经对柴油喷雾模型进行过标定,并以缸内压力为考察量进行了网格无关验证^[20]。图2为试验验证工况点的模拟与试验对比图。其中,缸压和放热率曲线吻合较好, NO_x 和碳烟比排放误差在3%之内,这说明模型经过验证,适合计算。

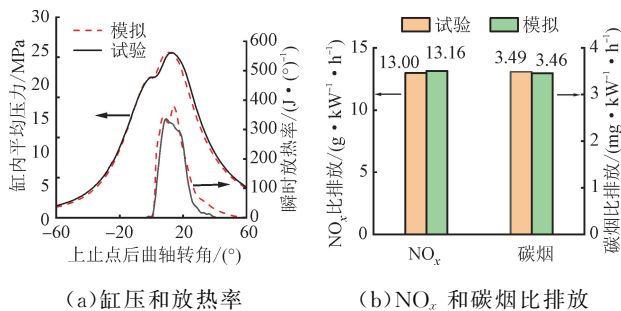


图2 纯柴油原机模拟与试验结果对比

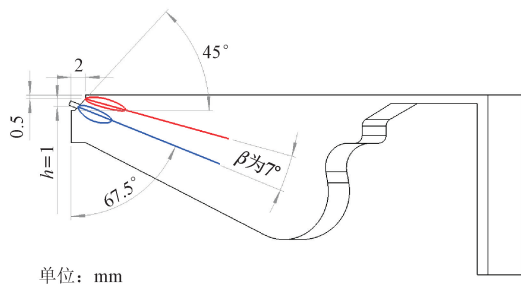
Fig. 2 Comparison of neat diesel engine simulation results with test data

2 氢柴油双直喷发动机喷氢管的构建及喷氢方案

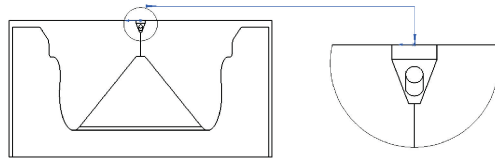
2.1 喷氢管的构建

本文采用氢柴油双直喷燃烧方式,喷氢管的数量为8个,喷孔直径为0.6 mm。参考前人对缸内直喷双燃料发动机的研究^[21],喷氢管与柴油喷孔的竖直相对距离 h 为1 mm,相对夹角 β 为 7° ,且俯视图方向相对交角为 0° ,所以采用1/8的扇形作为计算区域,柴油喷孔和喷氢管相对位置关系如图3所示,其中蓝色是喷氢管朝向,红色是柴油油束方向。氢柴油双燃料燃烧采用由67种物质和238种反应组成的骨架氧化机理^[22]进行模拟。

图4为氢柴油双直喷发动机1/8燃烧室计算网格。其中,在喷氢管区域,加密网格至0.5 mm,其他部分的网格加密方案与纯柴油原机燃烧室的相同。



(a)主视图



(b)左视图和局部放大图

图3 柴油喷孔和喷氢管相对位置关系示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the position relationship between two jet holes

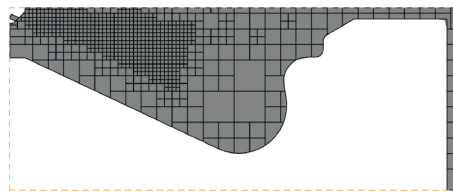


图4 氢柴油双直喷发动机1/8燃烧室计算网格

Fig. 4 Calculation grid for 1/8 combustion chamber of hydrogen-diesel dual direct injection engine

2.2 喷氢比例定义和喷氢方案设置

喷氢比例(HSR)是指在相同工况下,双燃料模式下,每次循环喷入缸内氢气提供的能量占循环燃料总能量的比例^[23] C_{HSR} 计算式为

$$C_{\text{HSR}} = \frac{m_{\text{H}} h_{\text{H}}}{m_{\text{H}} h_{\text{H}} + m_{\text{D}} h_{\text{D}}} \times 100\% \quad (1)$$

式中: m_{H} 、 m_{D} 分别为每循环氢气和柴油的质量;氢气的低热值 h_{H} 为120.9 MJ/kg;柴油的低热值 h_{D} 为42.8 MJ/kg。

本文所有氢柴油双直喷发动机喷氢方案与纯柴油原机工况的负荷相同,即每循环喷入缸内燃料总能量不变,喷氢管入口采用压力边界条件。

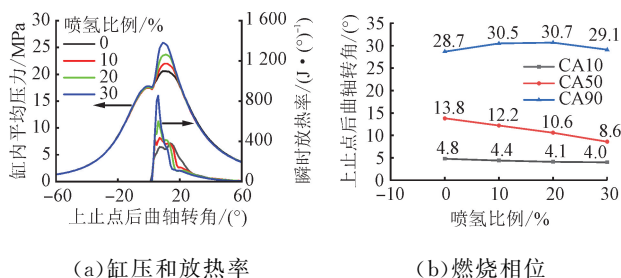
3 结果与分析

3.1 喷氢比例对氢柴油双直喷发动机燃烧和排放的影响

3.1.1 喷氢比例对混合气形成及燃烧特性的影响

本节围绕喷氢比例展开研究,并暂定喷氢正时为 -20° 。图5给出了不同喷氢比例下的缸压、放热率曲线和燃烧相位。其中,喷氢比例为0时为纯柴油原机的工况点,CA10、CA50、CA90 分别代表燃烧放热量达到累积总放热量的10%、50%、90%时所对应的曲轴转角。由图5(a)可知:随喷氢比例的增大,上止点缸压略微增加,这可能是由于氢气略微增大了缸内气体充量;喷氢比例越高,放热率峰值越高,这是由于在着火前预喷的氢气已全部喷入缸内,

喷氢比例越大,参与预混燃烧的氢气量越多,且因氢气较高的燃烧速度使燃烧放热速率加快,从而使放热率峰值升高;上止点后的缸压峰值随着喷氢比例的增大明显提高,且峰值对应的相位略微提前,更加靠近上止点,有利于提高指示热效率,这是前期燃烧速率大幅提高造成的。然而,当喷氢比例达到 20% 以上时,缸压峰值已然超过了发动机的最大爆发压力(如图 5(a)虚线所示),故对于氢柴油双燃料压燃式发动机,合适的喷氢比例应在 5%~20% 之间。



(a) 缸压和放热率

(b) 燃烧相位

图 5 喷氢比例对缸压、放热率和燃烧相位的影响

Fig. 5 Influence of hydrogen injection ratio on cylinder pressure, heat release rate and combustion phase

由图 5(b)可知,相较于纯柴油原机,喷氢比例 10% 工况燃烧始点 CA10、燃烧重心 CA50 提前,但燃烧终点 CA90 推迟;燃烧前期 CA10 到 CA50 缩短,而燃烧后期 CA50 到 CA90 延长,燃烧持续期 CA10 到 CA90 延长。以上说明与纯柴油原机相比,低喷氢比例下的氢柴油双燃料模式有利于大幅提高燃烧前期的燃烧速率,缩短燃烧前期持续期,但使得燃烧后期的放热率下降,燃烧后期持续期明显增加,总的燃烧持续期延长。氢柴油双燃料工况随喷氢比例提高,CA10、CA50 均明显提前,CA10 到 CA50 明显缩短,但 CA90 双燃料工况均比纯柴油原机推迟,且随喷氢比例增加先略增后降。这说明,喷氢比例越高,氢柴油双燃料的预混放热速率越高,燃烧始点和燃烧重心明显提前,更靠近上止点,有利于提高指示热效率,但后期扩散燃烧速率略微降低,氢气对柴油后期的燃烧起不到促进作用。

图 6 为纯柴油原机和不同喷氢比例下的缸内平均温度峰值和排气门开启时刻温度(下文简称排气温度)。由图可知,相比于纯柴油原机,双燃料工况的缸内平均温度峰值略微提高,且喷氢比例越大其值越高。这可能是因为,随着喷氢比例增大,缸内燃料的氢碳比提高,而氢的绝热火焰温度 2 390 K 高于柴油的 2 275 K,所以掺氢后的燃烧温度高于纯柴油原机工况且掺氢比例越高燃烧温度越高。

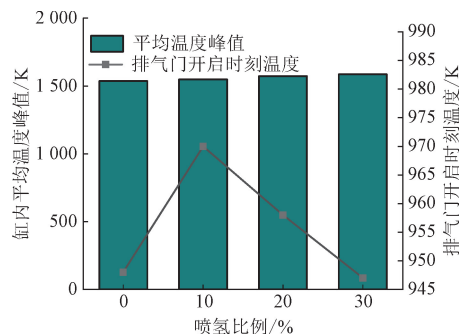


图 6 不同喷氢比例下的缸内平均温度峰值和排气门开启时刻温度

Fig. 6 Peak average temperature in the cylinder under different hydrogen injection ratios and the temperature at the moment of exhaust valve opening

与纯柴油原机比,喷氢比例为 10% 工况的排气温度明显升高;双燃料模式随着喷氢比例的升高,排气温度逐渐降低。这可能是由于喷氢比例 10% 工况的 CA90 比纯柴油原机推迟了 1.8° 曲轴转角,后燃现象更明显,尽管 CA50 提前,仍造成了排气温度升高。随着喷氢比例从 10% 增至 20%,燃烧相位呈现差异化变化,其中,CA90 略微推迟 0.2° 曲轴转角,而燃烧重心 CA50 则显著提前 1.6° 曲轴转角,这种燃烧特性的改变导致排气温度降低。当喷氢比例进一步提升至 30% 时,CA90 和 CA50 均呈现明显提前趋势,综合作用下使得排温进一步显著下降。总之,排气温度随喷氢比例增加而单调递减。

3.1.2 喷氢比例对能量分布的影响

图 7 为固定喷氢定时下喷氢比例对能量分布的影响。其中,能量分布比例为 100%,是排气损失率、传热损失率、燃烧损失率、指示热效率的总和^[24]。另外,由于燃烧损失率数值较小,在图中未予显示。由图 7(a)可知,双燃料模式下,3 种喷氢比例的指示热效率均高于纯柴油原机,且随喷氢比例增加而显著提升。其中,喷氢比例增加到 30% 时指示热效率最高,较纯柴油原机提升了 2.75%。这是由于:双燃料模式的缸压峰值更高,净功增大;同时喷氢比例增加加快了燃烧速度,使缸压峰值相位及 CA50 更接近上止点,从而提高了指示热效率。

此外,双燃料工况排气损失均低于纯柴油原机,且随喷氢比例增大而降低。原因在于喷氢比例增大加速缸内燃烧,提高缸内峰值温度,从而减少排气损失。从改善排气损失和传热损失两方面考虑,双燃料工况指示热效率高于纯柴油原机,并随喷氢比例增加而提升。

由图 7(b)可知,相比于纯柴油原机,双燃料喷氢比例为 10% 的工况,壁面传热损失增加了 9.82%。这是由于当柴油部分替代为氢气后,缸盖壁面处存在氢气浓区,该部分燃烧温度升高,造成该部分的壁面传热损失明显增加了 44.80%。同时,活塞凹坑内燃烧柴油量的减少,造成活塞壁面传热损失减少了 5.58%。随着喷氢比例的逐步增加,发动机传热损失呈现明显的空间重分布特征,即缸壁和活塞区域的传热损失显著降低,而缸盖区域的传热损失则相应增加。这是因为,氢气的掺烧使燃烧中心位置由传统的活塞区域向缸盖方向偏移,导致缸盖区域的热负荷增加,传热损失增大,其余两个部位的传热损失得以降低。

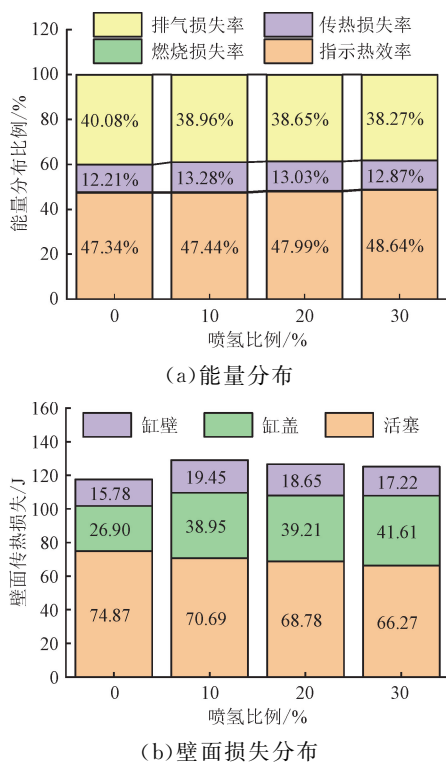


图 7 不同喷氢比例下的能量分布和壁面损失分布

Fig. 7 Energy distribution and wall loss distribution under different hydrogen injection ratios

3.1.3 喷氢比例对排放的影响

图 8 为固定喷氢定时下喷氢比例对 NO_x 排放历程的影响,其中高温指的是大于 2 200 K 的缸内温度。

由图 8(a)可知,双燃料工况的 NO_x 均高于纯柴油原机且随着喷氢比例的增加, NO_x 排放呈现上升趋势。这是因为喷氢比例增加显著增加了氢碳比,从而增加了燃烧放热速率。由图 8(b)可知,提高燃烧温度, NO_x 的生成速率随之显著增加,从导致 NO_x 的最终生成量明显增加。

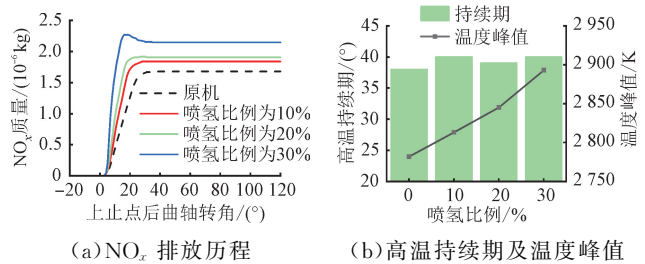


图 8 不同喷氢比例下的 NO_x 排放历程、高温持续期及温度峰值

Fig. 8 NO_x emission history diagrams, high-temperature duration and temperature peaks under different hydrogen injection ratios

图 9 为不同喷氢比例下的碳烟排放历程和过浓混合气。由图 9(a)可知,双燃料各工况的碳烟质量峰值均显著高于纯柴油原机工况,随喷氢比例增加,碳烟质量峰值呈现逐渐降低趋势。结合图 9(b)的过浓混合气质量分数的分布,这一现象源于双燃料工况下当量比大于等于 2 的过浓混合气比例整体高于纯柴油原机工况。尽管过浓混合气的比例峰值随喷氢比例增大而升高,但在碳烟生成关键历程的后半段即 15°之后,过浓混合气的比例却随喷氢比例增加而显著减少。

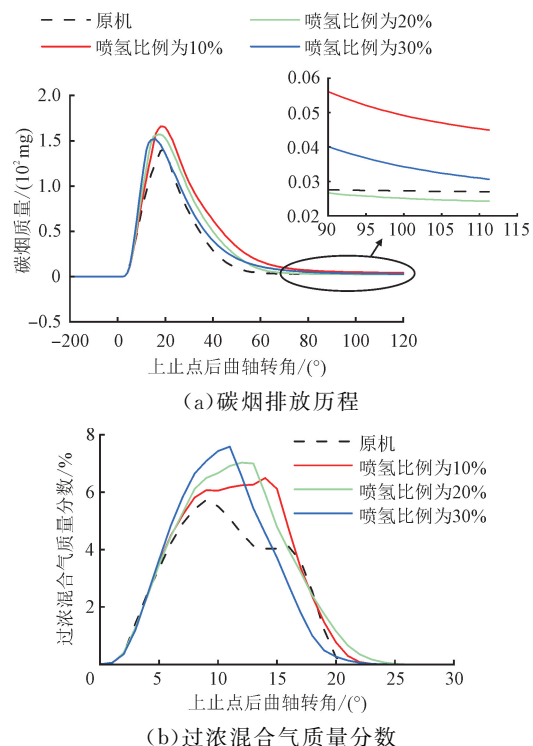


图 9 不同喷氢比例下的碳烟排放历程和过浓混合气质量分数

Fig. 9 Carbon fume emission history map and the mass fraction of overly concentrated mixed gas under different hydrogen injection ratios

这种燃烧后期过浓混合气占比的动态衰减特性,直接导致了碳烟生成量的减少。经后续的氧化阶段,最终的碳烟质量在喷氢比例为 10% 和 30% 的工况时高于纯柴油原机,在喷氢比例为 20% 的工况时略低于纯柴油原机。

图 10 为不同喷氢比例下的 NO_x 比排放和碳烟比排放。由图可知,随着喷氢比例由无到有,由小到大, NO_x 比排放呈增长趋势,而碳烟比排放则呈现先明显降低后略微增加的趋势,且喷氢比例为 20% 的碳烟比排放最低。由图 7 可知,当喷氢比例为 30% 时,指示热效率达到最高值,同时碳烟比排放显著降低了 37.57%;然而, NO_x 比排放则增至最高水平,增幅为 24.37%。

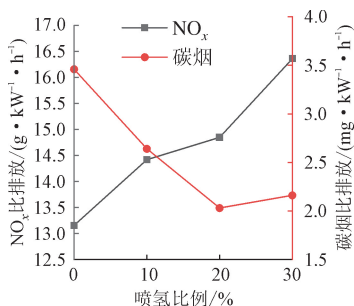


图 10 不同喷氢比例下的 NO_x 和碳烟比排放

Fig. 10 Relationship of NO_x and soot emissions under different hydrogen injection ratios

总之,相较于纯柴油原机,双直喷方案在所有测试条件下均表现出更高的指示热效率和更低的碳烟比排放水平,但同时伴随着更高的 NO_x 比排放。

3.2 喷氢定时对氢柴油双直喷发动机燃烧和排放的影响

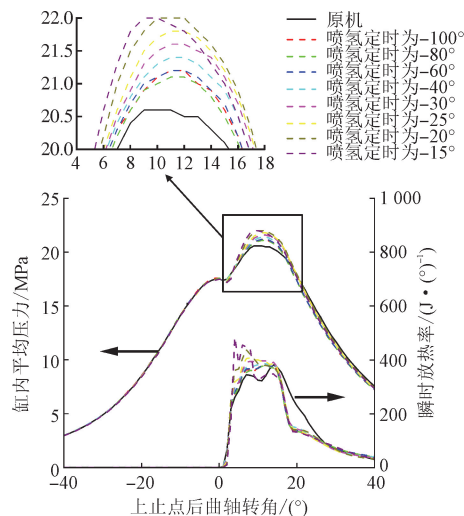
综合考虑热效率、排放和最大爆发压力,在喷氢比例为 10% 和 20% 的工况下,本节将进一步研究喷氢定时对双燃料发动机燃烧和排放的影响。

3.2.1 喷氢定时对混合气形成及燃烧特性的影响

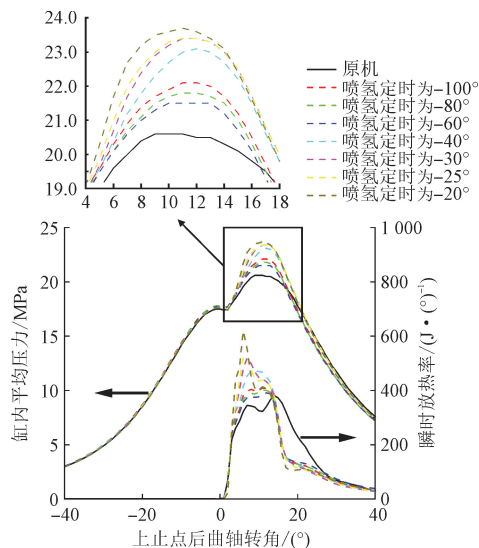
图 11 为喷氢定时对缸内压力和放热率的影响。由图可知,双燃料工况缸压峰值均高于纯柴油原机,但 20° 后略低。喷氢比例一定时,缸压峰值随喷氢定时从 -100° 推迟至 -40° 先微降后显著升高,继续推迟至上止点则微升。相同喷氢定时下,喷氢比例为 20% 的缸压峰值高于喷氢比例为 10% 的。其中,喷氢比例为 20%、喷氢定时为 -20° 时的峰值最高,较纯柴油原机提升了 15.51%。

由图 11 的放热率曲线可知,固定喷氢比例,与纯柴油原机相比,氢柴油双直喷工况燃烧中前期放

热率均高于纯柴油原机,后期放热率低于纯柴油原机;双燃料工况随着喷氢定时由 -100° 推迟到 -60°, 燃烧前期放热率变化不明显;随着喷氢定时进一步推后,放热率峰值明显提高。



(a) 喷氢比例为 10%



(b) 喷氢比例为 20%

图 11 不同喷氢定时的缸压、放热率与纯柴油原机对比

Fig. 11 Cylinder pressure and heat release rate of different hydrogen injection timing and neat diesel

图 12 为固定喷氢比例,喷氢定时对燃烧相位的影响。纯柴油原机的 CA_{10} 、 CA_{50} 、 CA_{90} 分别为 4.8°、13.8°、28.7°。与纯柴油原机相比,双燃料工况的燃烧始点 CA_{10} 略微提前,燃烧重心 CA_{50} 明显提前;随着喷氢定时的推迟, CA_{10} 略微提前, CA_{50} 呈现提前趋势。如图 12(a) 所示,喷氢比例为 10% 时,氢柴油双直喷工况的燃烧终点 CA_{90} 与纯柴油原机比都稍有滞后。喷氢定时为 -20° 时的氢柴油双直喷工况的 CA_{50} 和 CA_{90} 最靠近上止点, CA_{50}

比纯柴油原机提前了 1.6° 曲轴转角, CA90 比纯柴油原机推迟了 1.8° 曲轴转角。最短的燃烧持续期为 CA10 到 CA90, 但仍比纯柴油原机延长了 2.2° 的曲轴转角, 且该组只有它的指示热效率 (47.44%) 略高于纯柴油原机 (47.34%)。

由图 12(b) 可知, 在喷氢比例为 20% 时, 与纯柴油原机相比, 当喷氢定时从 -100° 推迟到 -60° 时, 氢柴油双直喷工况的 CA90 明显滞后。喷氢定时为 -60° 时, CA90 最靠后, 比纯柴油原机推迟了 9.2° 曲轴转角。当喷氢定时从 -60° 推迟到 -40° 时, CA90 明显提前。当喷氢定时从 -40° 进一步推迟时, CA90 先轻微提前后轻微延后。

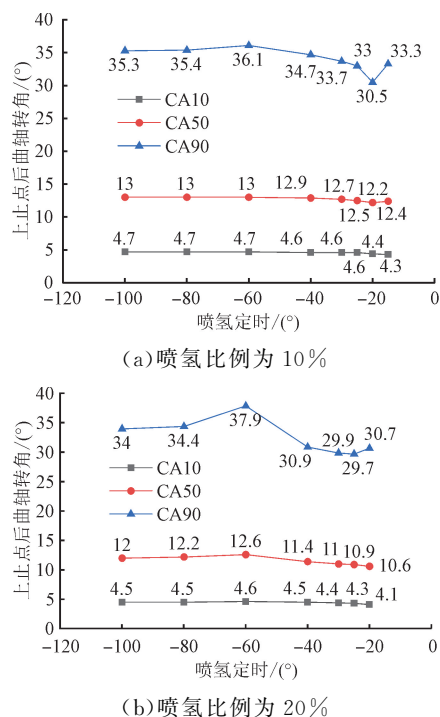


图 12 不同喷氢定时的燃烧相位

Fig. 12 Combustion phase with different hydrogen injection timing

图 13 为将喷氢比例固定为 20% 时, 不同喷氢定时下的氢气质量分数分布云图和燃料混合气当量比分布云图。由图 13(a) 可知, 在 -10° 和 0° 时刻, 即燃料着火前, 喷氢定时介于 $[-100^\circ, -60^\circ]$ 区间时, 氢气最浓区出现在侧隙内, 且随着喷氢定时的推迟, 浓区面积逐渐增大; 当喷氢定时介于 $[-40^\circ, -20^\circ]$ 区间时, 氢气最浓区出现在燃烧室唇口上方贴近缸盖壁面处, 且随着喷氢定时的推迟, 浓区面积逐渐增大, 这会影响着火后混合气的燃烧位置。在 10° 时刻, 喷氢定时介于 $[-100^\circ, -60^\circ]$ 区间时, 工况侧隙内的氢气因远离主燃烧区, 温度达不到着火温

度, 其质量分数仍较高。如图 13(b) 所示, 与纯柴油原机工况相比, 双燃料模式下当量比大于 1 的混合气浓区的分布呈现明显变化, 从燃烧室凹坑区域显著上移至缸盖附近。在 20° 时刻, 氢柴油双燃料模式下凹坑内的当量比浓区较纯柴油原机显著减小, 而靠近缸盖部位的当量比浓区则显著增大。

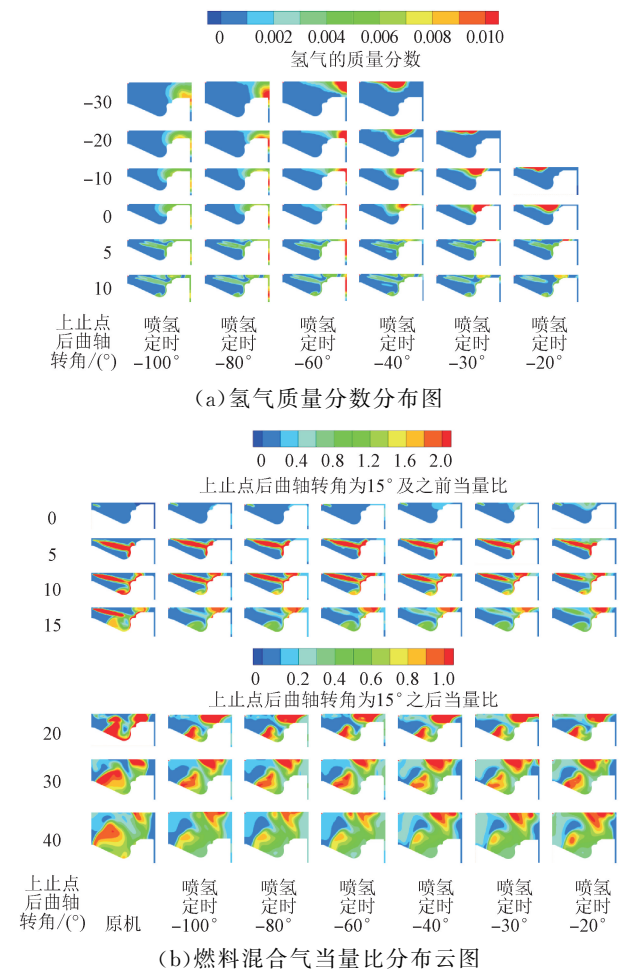


图 13 喷氢比例为 20% 时燃料混合气当量比分布和氢气质量分数分布云图

Fig. 13 Cloud diagrams of the distribution of fuel mixture equivalent ratio and hydrogen mass fraction with HSR of 20%

图 14 为当喷氢比例固定为 20% 时, 不同喷氢定时下缸内平均温度峰值和排气温度。纯柴油原机的缸内平均温度峰值和排气温度分别为 1537 K 和 948 K 。由图可知, 当喷氢定时介于 $[-100^\circ, -60^\circ]$ 区间时, 双燃料工况缸内平均温度峰值均低于纯柴油原机, 且随着喷氢定时的推迟而降低。这是因为氢气的低热值为 $120.9\text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, 远高于柴油的低热值 $42.8\text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, 尽管喷氢比例一定, 但该区间内有大量氢气喷入侧隙内, 燃烧不完全, 热量无法完

全释放,导致缸内的燃烧温度降低,且该区间内喷氢定时越推迟,侧隙内的氢气高浓区越多,释放的热量越少,缸内的平均温度峰值越低。

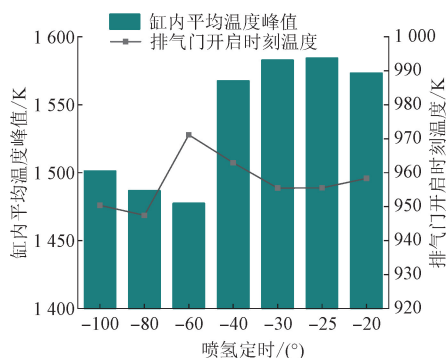


图 14 喷氢比例为 20% 时缸内平均温度峰值和排气温度

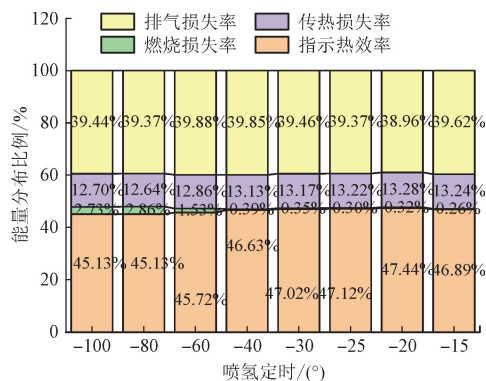
Fig. 14 Peak average temperature inside the cylinder and the exhaust temperature with HSR of 20%

当喷氢定时介于 $[-40^{\circ}, -20^{\circ}]$ 区间时,缸内平均温度峰值均显著高于纯柴油原机。这是因为该区间内氢气基本没有进入侧隙,燃烧较完全,且氢气的绝热火焰温度比柴油高,故混合气的燃烧温度高于纯柴油工况。结合图 12 可知,与纯柴油原机相比,当喷氢定时由 -100° 推迟到 -60° 时,CA90 推后,后燃更严重,排气温度升高;当喷氢定时为 -60° 时,CA90 比纯柴油原机推迟了 9.2°曲轴转角,最靠后,故其排温最高;当喷氢定时由 -60° 进一步向后推迟时,CA90 缓慢提前,排温缓慢降低,说明 CA90 越靠前,排温越低。

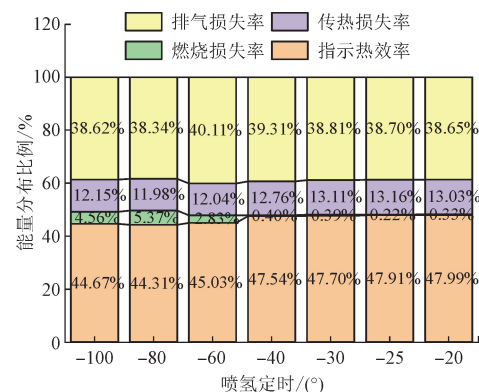
3.2.2 喷氢定时对能量分布的影响

图 15 为固定喷氢比例下不同喷氢定时对能量分布的影响。纯柴油原机的指示热效率、燃烧损失率、传热损失率、排气损失率分别为 47.34%、0.37%、12.21%、40.08%。由图 15 可知,当喷氢定时介于 $[-100^{\circ}, -60^{\circ}]$ 区间时,与纯柴油原机相比,燃烧损失增加了 1.16%~5.00%,燃烧效率明显下降。如图 13(a)所示,其产生原因为:喷氢压力一定,喷氢定时过早,缸内压力较低,喷氢压力与缸内压力压差较大,氢气具有更高的射流动能,贯穿距增长。高压射流使氢气贯穿至缸壁区域,随着活塞的上行,在氢气射流惯性与活塞上行运动共同作用下,部分氢气进入燃烧室侧隙,导致燃烧效率下降、燃烧损失明显增加。

结合图 12 可知,与纯柴油原机相比,氢柴油双直喷方案的排气损失均低于纯柴油原机。这是由于氢气具有较强的扩散能力和较快的燃烧速度,燃烧重心 CA50 提前,排气损失减少。



(a) 喷氢比例为 10%



(b) 喷氢比例为 20%

图 15 不同喷氢定时下的能量分布

Fig. 15 Energy distribution under different hydrogen injection timings

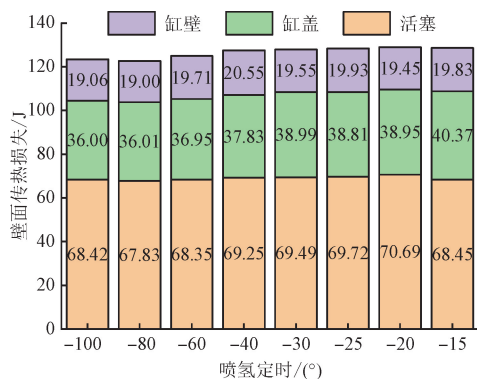
当喷氢比例为 10% 时,只有喷氢定时为 -20° 的工况,其指示热效率高于纯柴油原机。这是由于,尽管 CA10、CA50 略有提前,缸压峰值略微提高,但由于燃烧前期氢气的燃烧速度较快,而 -20° 之后的缸压均略低于纯柴油原机造成活塞所做正功减小,总净功减小。喷氢比例为 20%,喷氢定时介于 $[-100^{\circ}, -60^{\circ}]$ 之间时,指示热效率低于纯柴油原机;当喷氢定时从 -60° 推迟到 -40° 时,指示热效率明显提高,首次超过纯柴油原机;当喷氢定时介于 $[-40^{\circ}, -20^{\circ}]$ 区间时,指示热效率均高于纯柴油原机,且随着喷氢定时推迟缓慢增长。

与纯柴油原机相比,喷氢比例为 10% 时,传热损失率增加了 0.53%~1.17%,如图 15(a) 所示。为进一步分析该原因,图 16 给出了传热损失的分布。纯柴油原机的活塞、缸盖、缸壁部位的壁面传热损失分别为 74.87、26.90、15.78 J。由图 16 可知,双燃料工况的活塞传热损失要比纯柴油工况低了 5.58%~14.22%,但缸壁和缸盖传热损失分别增加了 12.42%~30.22%和 27.17%~50.07%。由图 13 可知,因为氢气是在压缩冲程喷入缸内的,着火前氢气浓

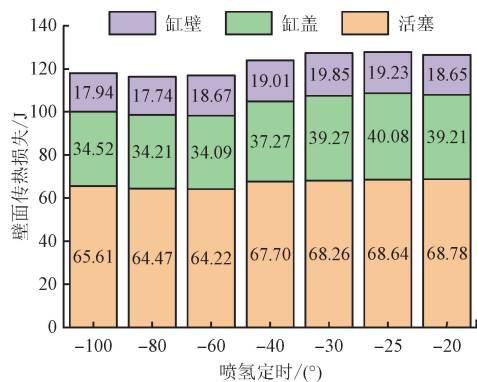
区主要分布在活塞唇口至缸盖之间的空间内。

由图 15 可知,当喷氢定时由 -60° 推迟到 -40° ,燃烧损失明显降低,排气损失略减,CA50 和 CA90 提前(见图 12)。尽管壁面传热损失略增(见图 16),仍然使指示热效率大幅增加。其中,喷氢比例为 20%、喷氢定时为 -40° 的工况,其指示热效率甚至超过了纯柴油原机。之后,随着喷氢定时由 -40° 推迟到 -20° ,燃烧损失和排气损失缓慢降低,CA50 缓慢提前,CA90 变化不大,尽管壁面传热损失略增,仍造成指示热效率缓慢增加。喷氢比例为 20%、喷氢定时为 -20° 的工况,指示热效率达到最高值(47.99%),并较纯柴油原机相对提升了 1.37%,同时,该工况下排气损失降低 3.57%。

喷氢定时为 -100° 到 -60° 的工况,喷氢比例为 20% 的指示热效率低于喷氢比例为 10% 的,这可能因为在该范围内,喷氢比例为 20% 的燃烧损失远大于喷氢比例为 10% 的。喷氢定时为 -40° 到 -20° 的工况,喷氢比例为 20% 的指示热效率高于喷氢比例为 10% 的,这可能是因为该区间内 2 组工况的燃烧损失相差不大,但喷氢比例为 20% 的排气损失和壁面传热损失明显低于喷氢比例为 10% 的。



(a) 喷氢比例为 10%



(b) 喷氢比例为 20%

图 16 不同喷氢定时下的壁面损失分布

Fig. 16 Wall loss distribution under different hydrogen injection timings

另外,喷氢比例为 10%、喷氢定时为 -15° 工况点的指示热效率低于喷氢比例为 10%、喷氢定时为 -20° 工况点的,这可能是由于该工况喷氢定时过于靠后,氢气没有足够的时间进行扩散运动导致混合气分布不均造成的。喷氢比例为 20% 时,没有喷氢定时为 -15° 的工况点,这是因为喷氢定时过于靠近上止点会由于压差的减小没有足够的时间喷入足够的氢气。

3.2.3 喷氢定时对 NO_x 和碳烟排放的影响

由图 15 可知,喷氢比例为 10% 时,只有喷氢定时为 -20° 工况点的指示热效率和纯柴油原机相当,而喷氢比例为 20%、喷氢定时为 -40° 向上止点推迟的 4 个工况点的指示热效率均高于纯柴油原机。从高效降碳的角度,图 17 仅给出喷氢比例为 20% 时, NO_x 和碳烟排放的变化趋势。由图 17 可知,当喷氢定时由 -100° 推迟到 -60° , NO_x 比排放明显降低;当喷氢定时从 -60° 推迟到 -40° 时, NO_x 比排放骤增;当喷氢定时从 -40° 继续向上止点推迟时, NO_x 比排放增长的速率逐渐减慢;喷氢定时为 -60° 时的 NO_x 比排放最低,甚至略低于纯柴油原机。

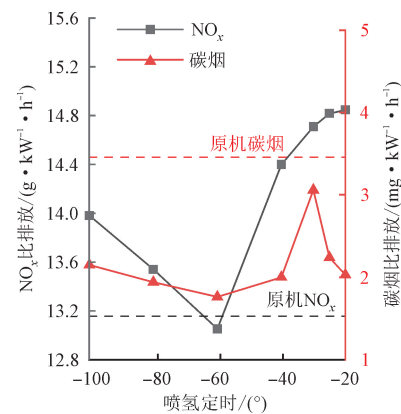


图 17 不同喷氢定时的 NO_x 与碳烟比排放

Fig. 17 NO_x and soot emissions at different hydrogen injection timings

图 18(a)为喷氢比例为 20% 时, NO_x 的排放历程。该历程与图 17 中 NO_x 比排放变化趋势吻合。总体趋势为 NO_x 最终生成量随着喷氢定时的推迟先降低后增加,喷氢定时为 -60° 时 NO_x 排放最低。图 18(b)是喷氢比例为 20% 时,不同喷氢定时下高温区质量分数分布图。其中,高温为大于 2 500 K 的缸内局部温度。由图可知,与纯柴油原机相比,在燃烧中前期双燃料工况高温区的质量分数均高于纯柴油工况,所以该时间段内双燃料工况的 NO_x 的生成速率均高于纯柴油原机,且双燃料工况 NO_x 随喷

氢定时的变化与高温区质量分数变化高度一致。喷氢定时在 $[-100^{\circ}, -60^{\circ}]$ 区间时,随着喷氢定时的推迟,更多氢气进入侧隙引起不完全燃烧,缸内平均温度峰值降低(见图 14),高温区质量分数降低, NO_x 生成量减少。纯柴油原机因柴油的喷油持续期高于双燃料工况,其高温质量分数峰值比双燃料模式推后且后期质量分数更高,因高温持续期是生成 NO_x 排放的 3 大要素之一,故其 NO_x 后期生成速率加快,最终排放量(以 kg 计)与喷氢定时为 -100° 工况相差不大。喷氢定时在 -60° 之后,氢气在缸内的分布位置已远离侧隙,主要位于燃烧室唇口到缸盖之间部位,其燃烧更加充分,缸内平均温度峰值明显升高,高温区质量分数明显提高, NO_x 生成量明显增加。

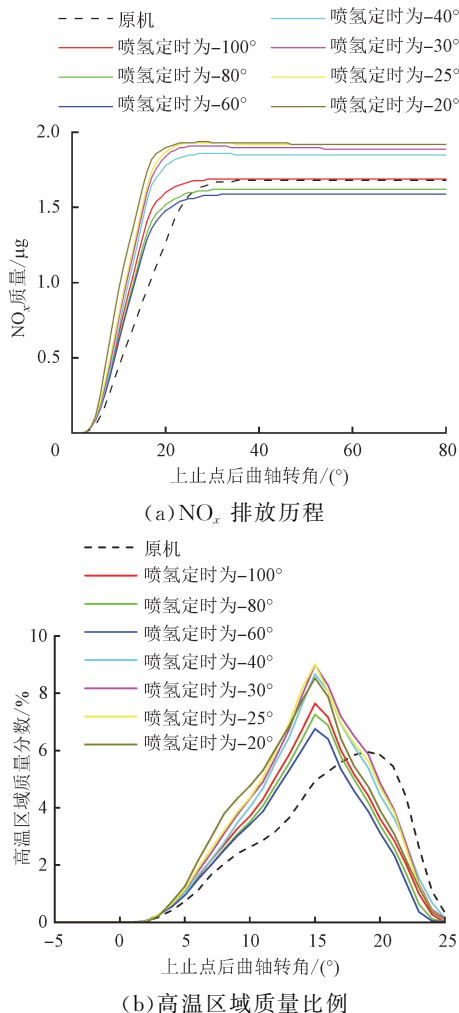


图 18 喷氢比例为 20% 时 NO_x 排放历程和高温质量分数
Fig. 18 NO_x emission history diagrams and high temperature mass fraction diagrams with HSR of 20%

图 19 是喷氢比例为 20% 时的碳烟排放变化历程和过浓混合气质量分数。碳烟的最终生成量取决

于两方面:一方面是碳烟生成,条件是高温缺氧;另一方面是碳烟氧化,条件是高温富氧^[25]。由图 19(a)碳烟的生成阶段可知,喷氢定时为 $-100^{\circ} \sim -60^{\circ}$ 的工况,碳烟生成峰值均低于纯柴油原机,且峰值出现时刻比纯柴油原机提前。喷氢定时为 -40° 之后的工况,碳烟生成峰值均高于纯柴油原机,且峰值出现时刻比纯柴油原机提前。其中,喷氢定时为 -20° 的工况,碳烟生成峰值远高于其它工况。由图 19(b)过浓混合气质量分数可以看到,氢柴油双直喷工况在碳烟生成阶段过浓混合气质量分数显著高于纯柴油原机。其中,喷氢定时为 -20° 的工况,过浓混合气质量分数最高、持续时间最长,所以其碳烟生成量最多。

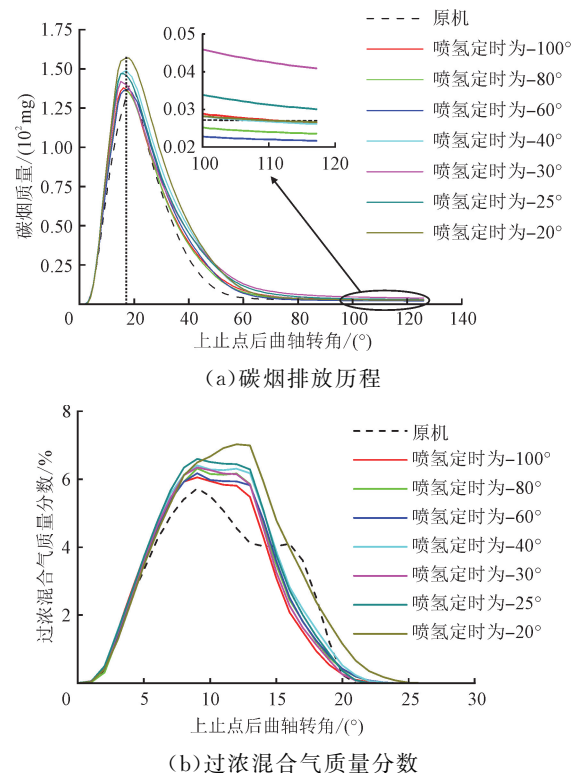


图 19 喷氢比例固定为 20% 时碳烟排放历程和过浓混合气质量分数
Fig. 19 Graphs of soot emission profiles and over-rich mixture mass fraction with HSR of 20%

由图 19(a)碳烟的氧化阶段可知,喷氢定时为 -30° 的工况,碳烟氧化速率最慢,其最终的排放值最高;喷氢定时为 -60° 的工况,碳烟氧化速率最快,其最终的排放值最低。喷氢定时分别为 -30° 和 -25° 的工况,碳烟排放以质量计时高于纯柴油原机,但以碳烟比排放计时低于纯柴油原机。其原因是该两工况的指示热效率高于纯柴油原机,也就是说净功高于纯柴油原机造成的。喷氢定时为 -20° 的工况,碳烟生成量最多,但是经过碳烟氧化阶段,碳

烟最终量以 kg 计时和纯柴油原机差距很小,又由于其指示热效率高于纯柴油原机,故以 $\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$ 计远低于纯柴油原机。综合考虑热效率和碳烟排放,喷氢比例为 20%、喷氢定时为 -20° 的工况点为最优,尽管较纯柴油原机 NO_x 比排放增加了 12.86%,但其指示热效率相对提高了 1.37%,碳烟比排放降低了 41.33%。

4 结 论

本文研究了喷氢比例和喷氢定时对氢柴油双直喷发动机燃烧和排放性能的影响,并与纯柴油原机进行对比,探索其在节能降碳清洁燃烧方面的可能性,得出以下主要结论。

(1) 氢气的引入会使燃烧重心由传统凹坑区域向缸盖方向转移,从而降低活塞部位的传热损失,虽然缸盖和缸壁部位传热损失有所增加,但总体传热损失呈现降低趋势。喷氢比例增加到 30% 可显著提前燃烧重心 CA50,降低排气损失,使指示热效率提升了 2.75%,碳烟比排放降低了 37.57%;但也会使温度峰值提高,并导致 NO_x 比排放增加了 24.37%。

(2) 喷氢定时为上止点前 100° 、 80° 、 60° 时,会导致少量氢气进入侧隙从而导致不完全燃烧;推迟喷氢定时可以提高缸压放热率峰值,提前燃烧重心 CA50,降低排气损失,提高指示热效率,提高碳烟氧化效果,降低碳烟排放,但缸内高温又会促使 NO_x 生成。

(3) 与纯柴油原机相比,喷氢比例为 20%、喷氢定时为 -20° 的工况点,缸压峰值提高了 15.51%,CA50 提前了 3.2° ,排气损失降低了 3.57%,碳烟比排放降低了 41.33%,指示热效率相对提高了 1.37%,但会由于缸内高温促使 NO_x 比排放增加 12.86%。该工况点为本文的最优工况点。

参考文献:

- [1] 丁颖, 韩东, 黄震. 氨燃料汽车发动机燃烧技术研究进展 [J]. 汽车工程学报, 2023, 13(4): 437-443.
DING Ying, HAN Dong, HUANG Zhen. Research progress on combustion technology for ammonia-fueled automotive engines [J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2023, 13(4): 437-443.
- [2] 黄震, 谢晓敏, 张庭婷. “双碳”背景下我国中长期能源需求预测与转型路径研究 [J]. 中国工程科学, 2022, 24(6): 8-18.
HUANG Zhen, XIE Xiaomin, ZHANG Tingting. Medium- and long-term energy demand of China and energy transition pathway toward carbon neutrality [J]. Strategic Study of CAE, 2022, 24(6): 8-18.
- [3] MUSY F, ORTIZ R, ORTIZ I, et al. Hydrogen-fuelled internal combustion engines: direct injection versus port-fuel Injection [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2025, 137: 925-938.
- [4] CASTRO N, TOLEDO M, AMADOR G. An experimental investigation of the performance and emissions of a hydrogen-diesel dual fuel compression ignition internal combustion engine [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 156: 660-667.
- [5] ROY M M, TOMITA E, KAWAHARA N, et al. An experimental investigation on engine performance and emissions of a supercharged H_2 -diesel dual-fuel engine [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2010, 35(2): 844-853.
- [6] GÜLTEKIN N, CINIVIZ M. Examination of the effect of combustion chamber geometry and mixing ratio on engine performance and emissions in a hydrogen-diesel dual-fuel compression-ignition engine [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2023, 48(7): 2801-2820.
- [7] TIAN Erlin, LV Guoning, LI Zuhe. Evaluation of emission of the hydrogen-enriched diesel engine through machine learning [J]. Energy, 2024, 307: 132303.
- [8] CERNAT A, PANA C, NEGURESCU N, et al. Aspects of an experimental study of hydrogen use at automotive diesel engine [J]. Heliyon, 2023, 9(3): e13889.
- [9] REDDY K J, PRASAD RAO G A, REDDY R M, et al. Artificial intelligence-based forecasting of dual-fuel mode CI engine behaviors powered with the hydrogen-diesel blends [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, 87: 1074-1086.
- [10] ALI ABUELNUOR M, FARID MUHAMAD SAID M, ABUELNUOR A A A. Numerical investigation of hydrogen-diesel dual fuel engine: combustion and emissions characteristics under varying hydrogen concentration and exhaust gas recirculation [J]. Fuel, 2024, 377: 132794.
- [11] GÜLTEKIN N, CINIVIZ M. Experimental investigation of the effect of hydrogen ratio on engine performance and emissions in a compression ignition single cylinder engine with electronically controlled hydrogen-diesel dual fuel system [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2023, 48(66): 25984-25999.
- [12] TREACY M, HADADPOUR A, BAI Xuesong, et al. Performance and emissions of a novel high-pressure di-

- rect injection hydrogen dual-fuel engine [J]. Fuel, 2024, 376: 132639.
- [13] RAMSAY C J, DINESH K K J R. Numerical modeling of a heavy-duty diesel-hydrogen dual-fuel engine with late high pressure hydrogen direct injection and diesel pilot [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, 49(Part B): 674-696.
- [14] LIU Xinyu, SRNA A, YIP H L, et al. Performance and emissions of hydrogen-diesel dual direct injection (H2DDI) in a single-cylinder compression-ignition engine [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(1): 1302-1314.
- [15] HUANG Zeyuan, YUAN Shuang, WEI Hong, et al. Effects of hydrogen injection timing and injection pressure on mixture formation and combustion characteristics of a hydrogen direct injection engine [J]. Fuel, 2024, 363: 130966.
- [16] HU Zhen, YUAN Shuang, WEI Hong, et al. High-pressure injection or low-pressure injection for a direct injection hydrogen engine? [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, 59: 383-389.
- [17] LI Haoran, JIA Ming, DING Rui, et al. An improved Kelvin-Helmholtz Rayleigh-Taylor (KH-RT) breakup model with wide fuel applicability based on data-driven techniques [J]. Energy, 2025, 334: 137661.
- [18] TAO Feng, GOLOVITCHEV V I, CHOMIAK J. Self-ignition and early combustion process of n-heptane sprays under diluted air conditions; numerical studies based on detailed chemistry [J]. SAE Transactions, 2000, 109(4): 2837-2854.
- [19] 郭建军. 高密度-低温燃烧重型柴油机燃烧室形状优化研究 [D]. 天津: 天津大学, 2020.
- [20] LU Yingying, QIAN Yi, ZHANG Daochen, et al. Parameters optimization of prechamber jet disturbance combustion system-effect of prechamber volume and fuel injection mass ratios on performance and exhausts in a diesel engine [J]. Fuel, 2024, 373: 132360.
- [21] 韩丹, 王谦, 何志霞, 等. 双燃料直喷发动机喷孔几何位置对燃烧排放的影响 [J]. 内燃机学报, 2017, 35(3): 238-245.
- HAN Dan, WANG Qian, HE Zhixia, et al. Influence of the position of nozzle holes on combustion and emissions for a direct injection dual fuel engine [J]. Transactions of CSICE, 2017, 35(3): 238-245.
- [22] CHANG Yachao, JIA Ming, LI Yaopeng, et al. Application of the optimized decoupling methodology for the construction of a skeletal primary reference fuel mechanism focusing on engine-relevant conditions [J]. Frontiers in Mechanical Engineering, 2015, 1: 11.
- [23] 刘少华, 刘晓乐, 申立中, 等. EGR对氢气/柴油双燃料发动机燃烧与排放的影响 [J]. 昆明理工大学学报(自然科学版), 2025, 50(1): 106-115.
- LIU Shaohua, LIU Xiaole, SHEN Lizhong, et al. Effects of EGR on combustion and emissions in hydrogen/diesel dual-fuel engines [J]. Journal of Kunming University of Science and Technology (Natural Science), 2025, 50(1): 106-115.
- [24] 鹿盈盈, 裴毅强, 刘一泽, 等. 转速对柴油机中负荷预混压燃燃烧和排放的影响 [J]. 内燃机学报, 2022, 40(6): 495-503.
- LU Yingying, PEI Yiqiang, LIU Yize, et al. Effect of speed on PCCI combustion and emissions in a diesel engine at medium load [J]. Transactions of CSICE, 2022, 40(6): 495-503.
- [25] 何旭, 徐一凡, 王路, 等. 柴油温度对燃烧火焰温度和碳烟生成的影响 [J]. 内燃机学报, 2021, 39(2): 97-105.
- HE Xu, XU Yifan, WANG Lu, et al. Influence of diesel temperature on combustion flame temperature and soot formation characteristics [J]. Transactions of CSICE, 2021, 39(2): 97-105.

(编辑 刘懿莹 赵炜)