

DOI:10.11784/tdxbz202505005

喷射模式及参数对甲醇-柴油双燃料发动机性能的影响

庞 斌^{1,2}, 廉子凡³, 马金春^{1,2}, 李 卫^{1,2}, 潘家营^{2,3}

(1. 内燃机与动力系统全国重点实验室, 潍坊 261000;

2. 潍柴动力股份有限公司, 潍坊 261000; 3. 天津大学先进内燃动力全国重点实验室, 天津 300072)

摘 要: 基于进气道喷射甲醇-柴油双燃料船用发动机, 本文建立了三维数值仿真模型, 研究了甲醇开阀和闭阀喷射模式以及关键喷射参数(喷射压力和喷孔直径)对发动机燃烧和排放特性的影响规律。结果表明: 甲醇喷射模式对缸内燃烧效率、油膜分布及排放具有显著影响, 发动机燃烧效率与不同喷射模式下甲醇油膜质量存在密切联系。由于甲醇喷雾与进气气流协同作用, 液滴更易蒸发, 开阀喷射模式能够减少甲醇油膜质量, 提高缸内甲醇燃烧质量和甲醇燃烧效率, 使发动机整体燃烧效率和指示热效率增加。开阀喷射模式发动机指示热效率达到 46.82%, 闭阀喷射指示热效率低于 39.00%。与闭阀喷射模式相比, 开阀喷射模式下缸套甲醇油膜质量更多, 沿缸套轴向的分布范围更广。同时, 存在最佳甲醇喷射压力(即 2.0 MPa), 该工况发动机燃烧持续期最短, 甲醇油膜质量最小, 甲醇燃烧质量最多, 使发动机指示热效率比原工况提升 0.96%, 碳烟排放降低 54.13%, 但 NO_x 排放增加 29.25%。此时, 甲醇油膜主要集中在缸套底部, 缸套油膜质量和分布范围较小。此外, 发动机指示热效率随着喷射器喷孔直径增加而降低, 当喷孔直径为 0.20 mm 时, 指示热效率比原工况提高 0.76%, 这可能归因于更短的燃烧持续期, 发动机碳烟排放降低 53.91%, NO_x 排放增加 27.21%。

关键词: 甲醇-柴油双燃料发动机; 喷射模式; 甲醇油膜; 燃烧效率; 污染物排放

中图分类号: TK422

文献标志码: A

文章编号: 0493-2137(2026)07-0731-10

Impact of Injection Mode and Parameters on Methanol-Diesel Dual-Fuel Engine Performance

Pang Bin^{1,2}, Lian Zifan³, Ma Jinchun^{1,2}, Li Wei^{1,2}, Pan Jiaying^{2,3}

(1. State Key Laboratory of Engine and Powertrain System, Weifang 261000, China;

2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261000, China;

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

Abstract: Based on a port fuel injection methanol-diesel dual-fuel marine engine, a three-dimensional numerical simulation model was established to investigate the influence of the methanol injection mode and key injection parameters (injection pressure and nozzle diameter) on combustion and emission characteristics. The results demonstrated that the methanol injection mode significantly affected the in-cylinder combustion efficiency, film distribution, and emissions, with a strong correlation between combustion efficiency and the methanol film mass in different injection modes. Owing to the synergistic effect between methanol spray and the intake airflow, droplet evaporation was enhanced in the open-valve injection mode, which reduced the methanol film mass, improved the methanol combustion mass and efficiency, and consequently increased the overall combustion efficiency and the indicated thermal efficiency. In the experiment, the indicated thermal efficiency reached 46.82% in the open-valve injection mode, compared with less than 39.00% in the closed-valve mode. In contrast to the closed-valve injection mode, the open-valve mode resulted in a higher methanol film mass and wider axial distribution along the cylinder liner.

收稿日期: 2025-05-06; 修回日期: 2025-05-31.

作者简介: 庞 斌 (1985—), 男, 博士, 正高级工程师, pangb@weichai.com.

通信作者: 潘家营, jypan@tju.edu.cn.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (52222604, T2341001).

Supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52222604, No. T2341001).

Furthermore, an optimal methanol injection pressure (2.0 MPa) was identified, under which the combustion duration was the shortest, the methanol film mass was minimized, and the methanol combustion mass was maximized, resulting in a 0.96% improvement in indicated thermal efficiency, a 54.13% reduction in soot emissions, and a 29.25% increase in NO_x emissions compared with the baseline condition. Under this optimal pressure, the methanol film was primarily concentrated at the bottom of the cylinder liner, with a reduced mass and distribution range. Additionally, the indicated thermal efficiency decreased with an increase in the methanol injector nozzle diameter: at a nozzle diameter of 0.20 mm, the indicated thermal efficiency was improved by 0.76% compared with the baseline, which was attributed to the shorter combustion duration. Furthermore, soot emissions were reduced by 53.91%, whereas NO_x emissions increased by 27.21%.

Keywords: methanol-diesel dual-duel engine; injection mode; methanol film; combustion efficiency; pollutant emission

柴油机凭借良好的动力性、经济性和可靠性成为航运业的主要动力源,柴油机消耗大量石油燃料的同时也排放了大量污染物,严重损害大气环境.近年来,能源短缺和严格的排放法规推动了柴油机高效清洁燃烧技术发展.目前普遍认为,通过优化燃烧过程、降低污染物排放并提升热效率是发动机技术优化的两个目标.同时,采用低碳、零碳燃料可以从源头解决柴油机碳排放问题,天然气^[1]、生物柴油^[2]、氢气^[3]和醇类燃料^[4]等已经被用于柴油机燃烧.其中,甲醇是一种含氧燃料,具有资源丰富、成本低廉、运输方便的优点,具有广阔的应用前景^[5-6].

甲醇-柴油双燃料燃烧模式是将甲醇燃料应用于柴油机的有效方式.其工作原理是将柴油压缩着火形成点火源,然后点火源引燃甲醇燃料完成燃烧过程.按照甲醇喷射位置,可以分为进气道甲醇喷射和甲醇缸内直喷两种模式.其中,甲醇缸内直喷模式需要改造原有发动机缸盖,以容纳甲醇喷射器和柴油喷射器,技术路线成本高.相比之下,进气道甲醇喷射模式只需在进气道安装低压喷射器,改造成本低.因此,进气道喷射甲醇的工作模式受到了研究者的广泛关注. Wang 等^[7]基于甲醇-柴油双燃料发动机的缸压和放热率,提出了部分燃烧、失火、粗暴燃烧、爆震 4 种燃烧模式,并确定了不同燃烧模式的工作边界. Wei 等^[8]研究了甲醇柴油质量比和柴油喷射正时对发动机燃烧和排放性能的影响,发现减小柴油甲醇质量比能够改善 NO_x 和颗粒物排放的折中关系,推迟柴油喷射定时能够降低 NO_x 排放,但碳烟和 CO 排放增加. Dierickx 等^[9]研究了甲醇喷射器位置对甲醇替代率、热效率以及 NO_x 排放的影响,发现甲醇进气道单点喷射模式的甲醇能量分数高达 84%,而气缸口多点喷射的最大甲醇能量分数为 80%,同时进气道单点喷射下热效率和 NO_x 排放随着能量分数升高而增加.由于甲醇的十六烷值较低,是一种低反应性燃料.进气道喷射甲醇结合缸内直喷柴油相可以

实现反应活性控制压燃 (reactivity controlled compression ignition, RCCI). Altun 等^[10]将柴油和生物柴油作为高活性燃料结合甲醇进气道喷射实现了 RCCI 燃烧,使用柴油和生物柴油时 NO_x 排放分别降低 60% 和 62%,碳烟排放量分别降低 92% 和 80%. Panda 等^[11]发现,与传统柴油发动机相比,甲醇和柴油 RCCI 燃烧模式具有更高的热效率和更低的 NO_x 排放.

尽管甲醇-柴油双燃料发动机可以一定程度上降低碳排放,然而燃料物理化学性质的改变对发动机燃烧和润滑提出了新的挑战.在低负荷下,高甲醇替代率会降低燃烧质量和燃料效率,因此甲醇替代率较低.相反,高负荷下甲醇粗爆燃烧可能会损坏发动机部件并进一步限制最大替代率.此外,甲醇空气混合物在气缸间隙和周围区域的不完全燃烧,以及发动机较大的气门重叠角,都可能导致 HC 和 CO 排放增加^[12]. 甲醇燃料性质对发动机润滑性能也提出了新的挑战. 甲醇燃料及其燃烧产生的水、有机酸以及亚硝酸等极性燃烧产物会使润滑油乳化,影响润滑性能^[13]. Naegeli^[14]研究表明,壁面甲醇油膜蒸发和燃烧产生的残留物导致气缸壁腐蚀,而腐蚀在缸套和活塞环的磨损机制中具有重要作用. Bo 等^[15]研究表明,甲醇稀释对润滑油性能具有负面影响,使用激光表面纹理加工缸套可以补偿因甲醇稀释引起的活塞环-缸套摩擦和磨损恶化.此外,缸内甲醇油膜质量对发动机燃烧性能也有重要影响. Li 等^[16]研究表明,甲醇喷射时刻对缸内油膜质量、混合物成分和温度分布有着显著影响.适当推迟喷射结束时刻可以提高进气道甲醇蒸发速率,减少进入缸内甲醇液滴和油膜质量、提高缸内温度,从而改善发动机有效热效率. Zhang 等^[17]研究表明,采用大流量喷嘴可以加快进气道甲醇蒸发速率,提高缸内温度,改善发动机燃烧性能,这在大负荷下改善效果更为显著.

综上所述,甲醇附壁油膜会影响甲醇-空气混合

气形成, 从而影响发动机燃烧性能; 甲醇油膜及其燃烧产物可能损害润滑油的性能, 进一步导致摩擦磨损加剧, 发动机可靠性下降. 以往的研究多关注甲醇喷射策略对发动机燃烧和排放的影响, 而不同喷射模式和喷射参数对缸套油膜分布的影响尚不清楚, 同时甲醇附壁油膜对发动机燃烧和排放的影响有待明确. 本研究构建发动机三维仿真模型, 开展甲醇-柴油双燃料发动机多循环数值模拟, 提取缸套油膜分布规律, 研究甲醇喷射模式和参数对甲醇-柴油双燃料发动机性能的影响. 研究结果可为甲醇-柴油双燃料发动机喷射系统优化提供重要参考.

1 数值模型和方法

1.1 发动机模型

本研究基于一台甲醇-柴油双燃料发动机建立三维数值仿真模型. 发动机缸径 200 mm, 冲程长度 300 mm, 压缩比 15 : 1. 进气阀开启时间从压缩上止点后 -394°CA , 排气阀在压缩上止点后 141°CA 开启, 在从压缩上止点后 393°CA 关闭. 如图 1 所示, 发动机三维数值模型包括进排气道、燃烧室、甲醇喷油器以及柴油喷油器. 甲醇喷油器安装在进气道内, 用于低压喷射甲醇燃料; 柴油喷油器安装在发动机缸盖上, 用于柴油缸内直喷. 表 1 给出了详细的发动机模型参数.

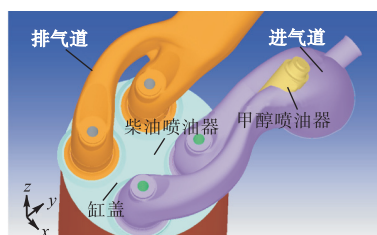


图 1 甲醇-柴油双燃料发动机模型示意

Fig.1 Schematic of diesel-methanol dual-fuel engine model

表 1 甲醇-柴油双燃料发动机参数

Tab.1 Parameters of the methanol-diesel dual-fuel engine

参数	数值
缸径/mm	200
冲程/mm	300
压缩比	15 : 1
柴油喷孔数	11
柴油喷射压力/MPa	60.0
进气阀开启时刻	上止点后 -394°CA
进气阀关闭时刻	上止点后 -177°CA
排气阀开启时刻	上止点后 141°CA
排气阀关闭时刻	上止点后 393°CA

1.2 数值模型和验证

采用 CONVERGE v2.4 建立了甲醇-柴油双燃料发动机模型. 为模拟柴油和甲醇燃烧, 采用双燃料化学动力学机理, 并利用 SAGE 详细化学动力学求解器^[18]求解化学反应. 正庚烷骨架机理来源于美国劳伦斯国家实验室新开发的详细机理^[19-21]. 基于 AramcoMech 3.0 机理^[22]构建甲醇详细化学动力学机理. 同时采用 Olm 等^[23]报道的 $\text{CH}_2\text{OH} + \text{O}_2 = \text{CH}_2\text{O} + \text{HO}_2$ 反应的速率常数, 考虑其在甲醇氧化过程中的重要性. 对于中温自燃预测, 选择 $\text{C}_7\text{KET} = \text{C}_5\text{H}_{11}\text{CO} + \text{OH} + \text{CH}_2\text{O}$ 和 $\text{C}_5\text{H}_{11}\text{CO} + \text{O}_2 = \text{NXC}_3\text{H}_7 + \text{C}_2\text{H}_3 + \text{CO} + \text{HO}_2$ 来描述 C_7KET 的分解过程.

采用重整化群 RNG $k-\varepsilon$ 模型^[24]对进气道、排气道和缸内湍流流动进行预测. 采用 Angelberger 模型^[25]模拟壁面传热. 采用 KH-RT 模型^[26]描述柴油和甲醇的喷雾液滴破碎过程, 采用 Wall film 模型^[27]预测喷雾与壁面的相互作用. 壁膜质量采用 O'Rourke 等^[28]提出的壁膜质量方程计算. 液滴蒸发和碰撞分别采用 Frossling Correlation^[29]和 NTC 模型^[30]进行预测. 采用扩展 Zeldovich 模型^[31]和 Hiroyasu 模型^[32]模拟缸内 NO_x 和碳烟污染物排放. 在模拟中, 采用了 8 mm 的基础网格, 采用三级固定加密细化柴油喷雾和甲醇喷雾区域的网格. 此外, 采用了基于速度和温度梯度的三级自适应网格细化方法.

针对发动机 75% 负荷、909 r/min 转速的工况, 对发动机三维数值仿真模型进行验证. 进气阀、排气阀、缸壁和缸盖温度分别为 600 K、780 K 和 500 K. 图 2 给出了数值模拟结果与实验数据的对比. 结果表明, 第 2 循环与第 3 循环的仿真结果接近, 表明第 2 循环方案可以消除初始条件的影响. 此外, 预测的缸内压力和瞬时热释放率与实验值一致, 说明了该模型预测甲醇-柴油双燃料发动机性能的可行性.

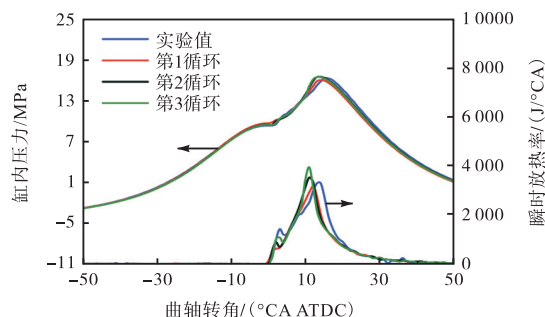
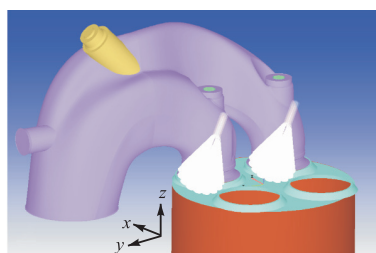


图 2 仿真结果与实验缸内压力与瞬时放热率的比较

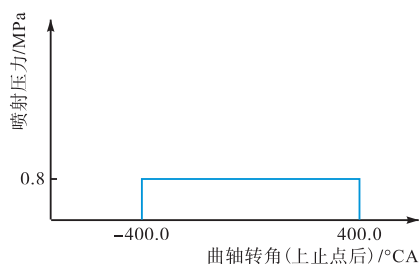
Fig.2 Comparison of in-cylinder pressure and instantaneous heat release rate between simulation and experimental results

1.3 计算工况

甲醇喷射模式和喷射策略对甲醇雾化和蒸发有重要影响. 通过优化喷射参数、提高甲醇雾化质量可以改善甲醇雾化混合效果. 因此, 对甲醇进气道开阀和闭阀喷射模式进行研究, 喷射器位置、喷射相位以及压力如图 3~5 所示. 对于闭阀喷射模式, 研究了单喷射器(图 4)和双喷射器(图 5)在 0.8 MPa 和 5.0 MPa 喷射压力下发动机的性能. 对于开阀喷射模式(图 3), 研究了双喷射器进气口喷射性能. 发动机



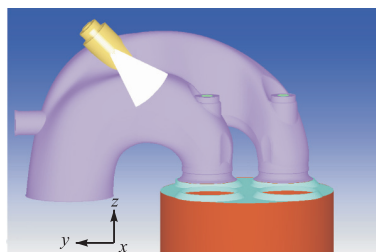
(a) 开阀喷射模式喷射器位置



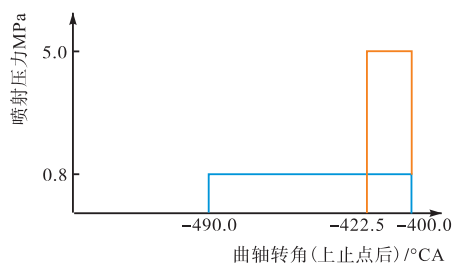
(b) 开阀喷射模式喷射压力及相位

图 3 开阀喷射模式示意

Fig.3 Schematic of open-valve injection mode



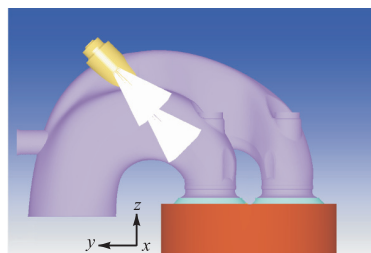
(a) 单喷射器闭阀喷射模式喷射器位置



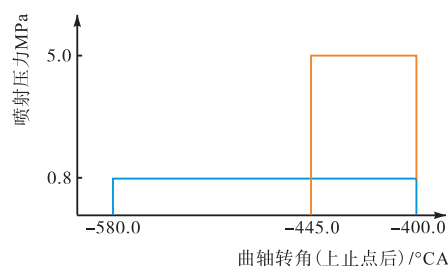
(b) 单喷射器闭阀喷射模式喷射压力及相位

图 4 单喷射器闭阀喷射模式示意

Fig.4 Schematic diagram of single methanol injector in closed-valve injection mode



(a) 双喷射器闭阀喷射模式喷射器位置



(b) 双喷射器闭阀喷射模式喷射压力及相位

图 5 双喷射器闭阀喷射模式示意

Fig.5 Schematic diagram of two methanol injectors in closed-valve injection mode

原机采用单喷射器开阀喷射模式, 喷射器位置如图 1 所示. 针对原始喷射模式, 研究了喷射压力 0.8 ~ 5.0 MPa; 保持甲醇流量恒定, 研究了 3 种喷嘴直径的甲醇喷射器 (0.20 mm、0.25 mm 和 0.61 mm), 分别对应 46 孔、30 孔和 8 孔的喷嘴数量, 甲醇喷射条件如表 2 所示.

表 2 甲醇进气道喷射参数

Tab.2 Parameters of methanol port injection

参数	数值
喷射压力/MPa	0.8, 2.0, 3.0, 4.0, 5.0
喷嘴直径/mm	0.20, 0.25, 0.61

2 结果与讨论

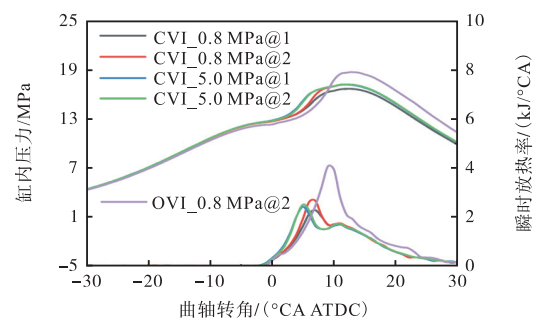
2.1 甲醇喷射模式对发动机性能的影响

2.1.1 甲醇喷射模式对燃烧和排放的影响

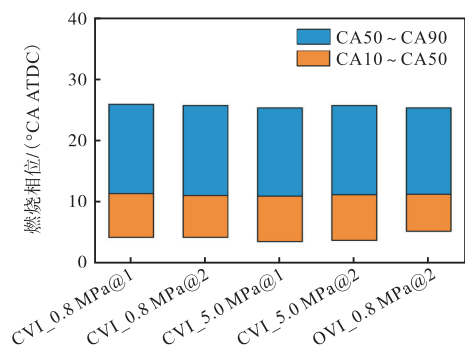
图 6~8 显示了不同喷射模式对发动机性能及甲醇油膜质量的影响. 图中 CVI 代表闭阀喷射, CVI_0.8 MPa@1 代表闭阀喷射, 喷射压力 0.8 MPa, 喷射器数量为 1; OVI 代表开阀喷射, OVI_0.8 MPa@2 代表开阀喷射, 喷射压力 0.8 MPa, 喷射器数量为 2.

由图 6(a)可知, 喷射压力为 0.8 MPa 时, 闭阀喷射双喷射器的缸内压力和放热率峰值高于单喷射器; 喷射压力为 5.0 MPa 时, 单喷射器和双喷射器缸压和放热率没有明显的差别. 对于开阀喷射模式, 虽然缸压峰值和放热率峰值出现时刻推迟, 其放热率和缸压

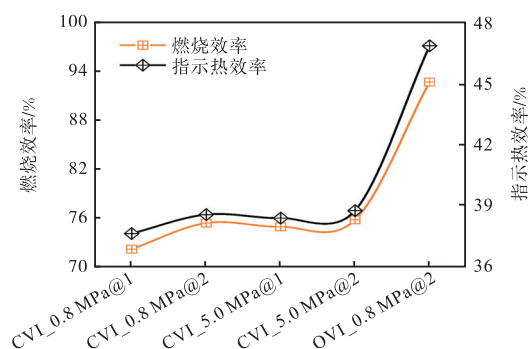
峰值相比于闭阀喷射模式显著升高, 这意味着发动机做功能力增强。



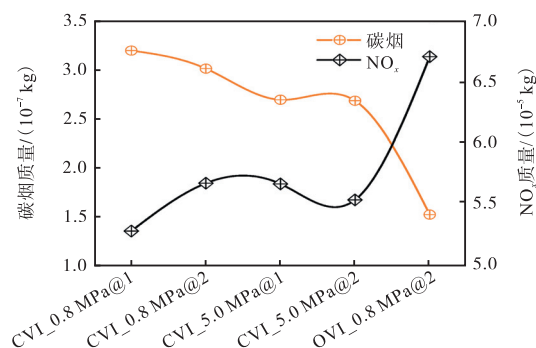
(a) 缸内压力和瞬时代热率



(b) 燃烧相位



(c) 燃烧效率和指示热效率



(d) 碳烟和 NO_x 排放

图 6 不同喷射模式的发动机性能及排放

Fig.6 Engine performance and emissions in different injection modes

由图 6(b)也可以看出, 开阀喷射模式 CA 10 时

刻推迟, 但是燃烧持续期 CA 10 ~ CA 90 缩短, 发动机燃烧放热更集中. 图 6(c) 为不同喷射模式发动机燃烧效率和指示热效率的变化. 喷射压力为 0.8 MPa 和 5.0 MPa 的闭阀喷射模式下, 双喷射器比单喷射器燃烧效率和指示热效率略微升高, 其中喷射压力 0.8 MPa 时, 指示热效率升高 0.92%, 喷射压力 5.0 MPa 时, 指示热效率升高 0.37%. 开阀喷射指示热效率达到 46.82%, 闭阀喷射指示热效率则低于 39.00%. 开阀喷射相比于闭阀喷射指示热效率的提高可以归结于甲醇燃烧质量的增加.

如图 7(a) 所示, 开阀喷射时甲醇油膜质量为 4.22×10^{-5} kg, 闭阀喷射的 4 个工况甲醇油膜质量均超过 5.00×10^{-4} kg, 两种模式油膜质量相差一个数量级; 开阀喷射甲醇燃烧质量高达 7.89×10^{-4} kg, 而闭阀喷射甲醇燃烧质量均低于 4.60×10^{-4} kg. 因此, 开阀喷射模式时甲醇油膜更少, 燃烧的甲醇质量增加使甲醇燃烧效率提高, 进一步使发动机缸内整体燃烧效率提升, 使发动机指示热效率升高.

图 6(d) 为不同喷射模式下发动机碳烟和 NO_x 排放. 由图可知, 开阀喷射模式碳烟排放为 1.53×10^{-7} kg, 闭阀喷射模式碳烟排放均高于 2.60×10^{-7} kg; 对于 NO_x 排放, 开阀喷射模式达到 6.71×10^{-5} kg, 闭阀喷射模式 NO_x 排放低于 5.70×10^{-5} kg. 开阀喷射 NO_x 排放更高而碳烟排放较低, 这归因于开发喷射模式燃烧效率高, 更高的缸内燃烧温度促进了 NO_x 的产生.

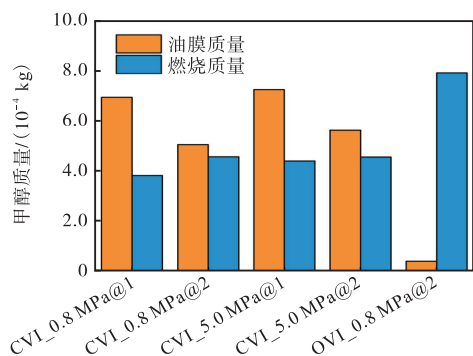
2.1.2 甲醇喷射模式对油膜质量的影响

图 7(a) 显示了甲醇油膜质量和燃烧质量, 两者之间存在折中关系, 甲醇油膜质量减少意味着更多甲醇能够蒸发, 与空气形成可燃混合气进入缸内, 因而甲醇燃烧质量增加. 而甲醇燃烧质量增加使发动机燃烧效率和指示热效率升高, 对于提升发动机性能是有利的. 甲醇燃料及其燃烧产物能够使润滑油乳化, 降低润滑油性能, 严重时可能造成活塞拉缸. 因此, 图 7(b) 给出了不同喷射模式下缸套的甲醇油膜质量. 由图可知, 0.8 MPa 喷射压力时, 双喷射器闭阀喷射工况以及双喷射器开阀喷射工况的甲醇缸套油膜质量比其余工况高两个数量级, 较多甲醇缸套油膜质量增加了润滑油乳化的风险, 对于发动机润滑性是不利的. 因此, 需要开展喷射策略对发动机性能及甲醇缸套油膜质量的影响研究.

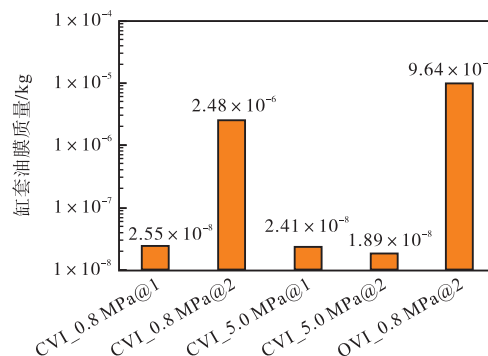
图 8 为上止点前 20.0°CA 时, 不同喷射模式下甲醇缸套油膜质量分布. 在闭阀喷射模式下, 甲醇油膜分布在缸套中部, 沿周向分布较为均匀. 开阀喷射模式甲醇油膜同样沿周向均匀分布, 沿缸套轴向, 缸套

底部区域到顶部区域均匀油膜分布,底部区域质量更多.这意味着开阀喷射模式甲醇油膜沿缸套轴向分

布范围更广,可能使更大范围的润滑油乳化,加剧活塞环-缸套摩擦副的磨损.



(a) 甲醇油膜质量和甲醇燃烧质量



(b) 甲醇缸套油膜质量

图 7 不同喷射模式的甲醇油膜质量

Fig.7 Mass of methanol film in different injection modes

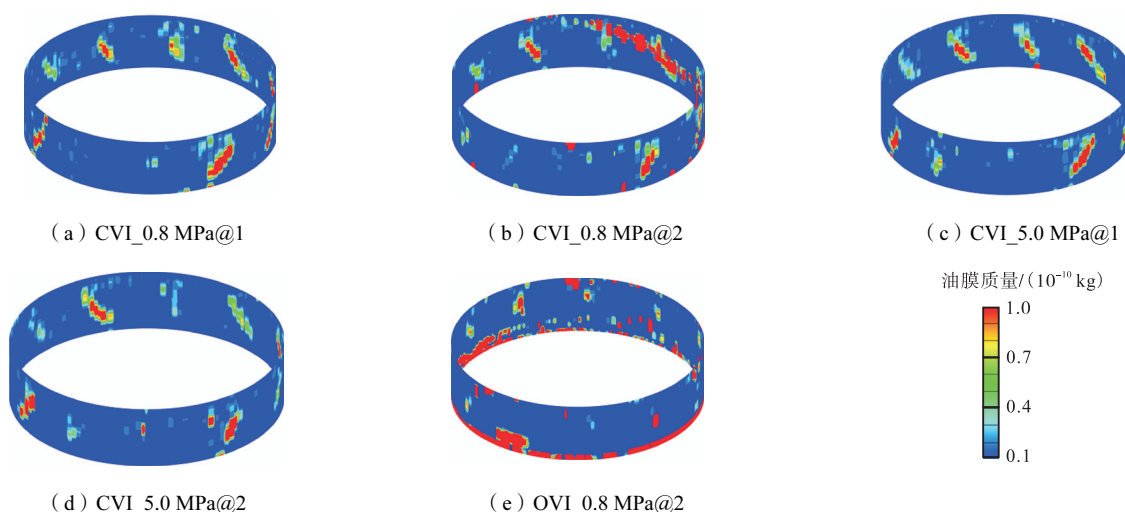


图 8 不同喷射模式的缸套甲醇油膜质量分布

Fig.8 Distribution of methanol film mass on the cylinder liner in different injection modes

2.2 甲醇喷射压力对发动机性能的影响

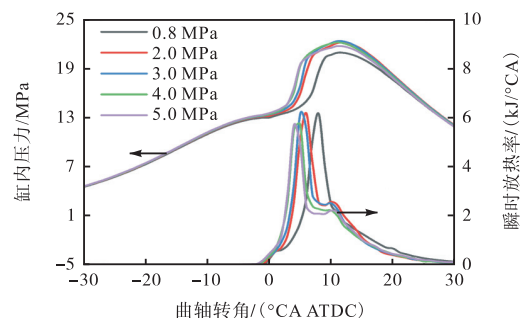
2.2.1 甲醇喷射压力对燃烧和排放的影响

图 9(a)显示了喷射压力对发动机缸内压力、瞬时放热率的影响.随着喷射压力的增加,瞬时放热率和缸内压力相位提前而峰值降低.喷射压力增加可以细化甲醇喷雾,使缸内甲醇空气混合气更均匀,导致燃烧放热更快.图 9(b)所示,随着喷射压力增加,燃烧起始时刻 CA 10 提前,而燃烧结束时刻 CA 90 先减小后增大.在 2.0 MPa 时,燃烧持续期最短,有利于提高发动机性能.图 9(c)为不同喷射压力下发动机指示热效率和燃烧效率的变化.指示热效率随着喷射压力呈现非单调的变化趋势,在喷射压力 2.0 MPa 时指示热效率最高.喷射压力 2.0 MPa 燃烧持续期最短,燃烧等容度更高,对发动机热效率是有利的;另外一个原因是甲醇燃烧质量增加,如图 10(a)所示,较高的甲醇燃烧质量放出更多热量,两

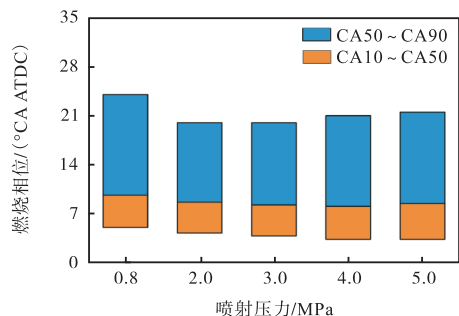
个因素共同导致发动机指示热效率提高.图 9(d)为不同喷射压力下碳烟和 NO_x 排放的变化.NO_x 和碳烟排放随着喷射压力变化也呈现非单调的趋势.喷射压力 2.0 MPa 和 3.0 MPa 两个工况 NO_x 排放较高,原因是这两个工况燃烧效率高,缸内燃烧温度高于其他工况,为 NO_x 产生提供有利条件.NO_x 排放随喷射压力增加先升高后降低;碳烟排放与 NO_x 排放此消彼长,呈现先降低后增加的趋势.

2.2.2 甲醇喷射压力对油膜质量的影响

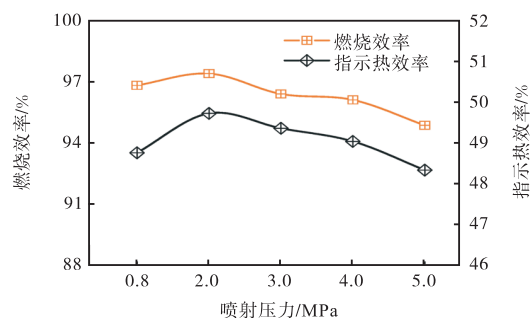
图 10(a)和(b)分别给出了甲醇油膜质量、甲醇燃烧质量以及甲醇缸套油膜质量的变化.喷射压力由 0.8 MPa 提升至 2.0 MPa 时,油膜质量和燃烧质量对喷射压力不敏感.随着喷射压力继续增大,甲醇燃烧质量减小,油膜质量增加,导致发动机燃烧效率和指示热效率呈下降趋势.图 10(b)显示了甲醇缸套油膜质量随喷射压力呈现先增加后减小的趋势.喷射



(a) 缸内压力和放热率



(b) 燃烧相位



(c) 燃烧效率和指示热效率

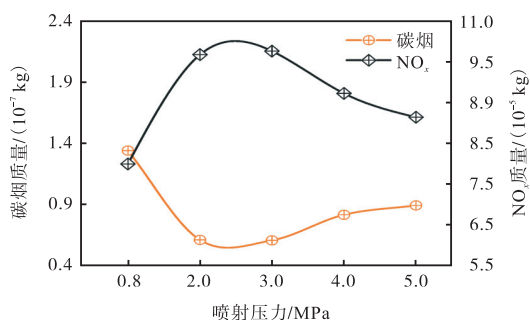
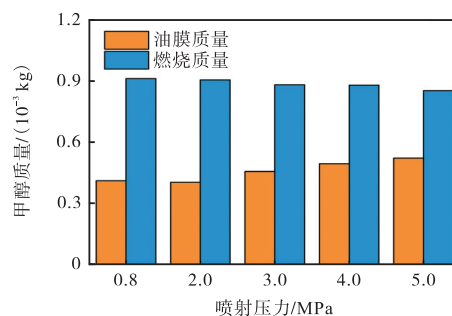
(d) 碳烟和NO_x排放

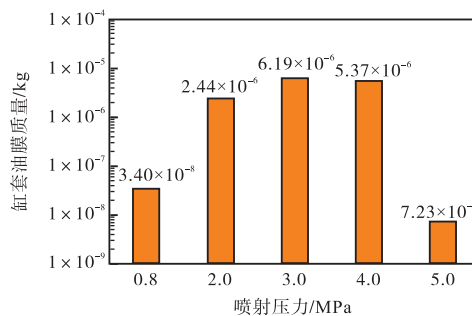
图9 不同喷射压力的发动机性能及排放

Fig.9 Engine performance and emissions under different injection pressures

压力 3.0 MPa 时,缸套油膜质量最大,达到 6.19×10^{-6} kg,喷射压力 5.0 MPa 时,甲醇缸套油膜质量最小,仅为 7.23×10^{-9} kg. 喷射压力 2.0 MPa 时,甲醇缸套油膜质量比 3.0 MPa 时降低了 60.58%,同时该工况具有最高的指示热效率 49.72%. 因此,2.0 MPa 是当前甲醇-柴油双燃料发动机研究中最优的喷射压力.



(a) 甲醇油膜质量和甲醇燃烧质量



(b) 甲醇缸套油膜质量

图10 不同喷射压力的甲醇油膜质量

Fig.10 Methanol film mass under different injection pressures

图 11 为不同喷射压力甲醇缸套油膜质量的分布. 喷射压力 0.8 MPa 时,甲醇油膜集中在缸套中部区域,沿周向均匀分布. 喷射压力 2.0 MPa 和 5.0

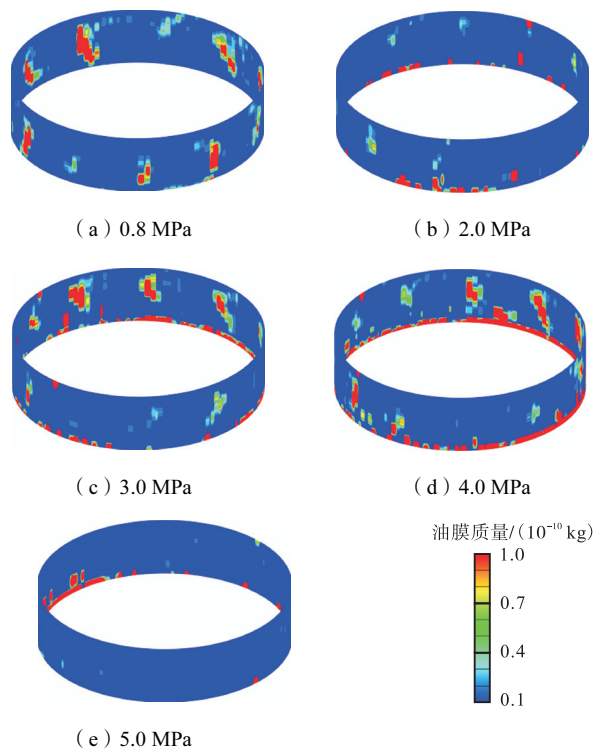


图11 不同喷射压力的缸套甲醇油膜质量分布

Fig.11 Distribution of methanol film mass on the cylinder liner under different injection pressures

MPa 甲醇油膜集中在缸套底部,并且沿周向非均匀分布.喷射压力 3.0 MPa 和 4.0 MPa 时,甲醇油膜分布在缸套底部和中部,分布范围更广同时油膜质量也较多,容易引起润滑油乳化,降低润滑性能.

2.3 喷孔直径对发动机性能的影响

2.3.1 喷孔直径对燃烧和排放的影响

基于 2.0 MPa 的甲醇喷射压力,本研究进一步研究了喷醇器不同喷孔直径和孔数的组合对甲醇-柴油双燃料发动机性能以及油膜质量的影响.随着喷醇器喷孔直径增加,缸压峰值相位提前,缸压峰值先升高后降低,放热率峰值呈现减小趋势,其相位逐渐提前,如图 12(a)所示.图 12(b)显示使用 0.61 mm 喷孔直径时,燃烧起始时刻 CA 10 最早出现,其次是 0.20 mm 喷孔直径,0.25 mm 喷孔直径燃烧起始时刻最晚.此外,0.20 mm 喷孔直径时燃烧持续期 CA 10 ~ CA 90 最短,缸内燃烧放热最集中,有利于提

高发动机性能.图 12(c)显示指示热效率随喷孔直径增加是下降趋势,而燃烧效率是先升高后降低的趋势.燃烧效率的差别可以归因于甲醇燃烧质量,随着喷孔直径由 0.20 mm 增加到 0.61 mm,甲醇燃烧质量分别为 0.889 g、0.911 g 和 0.810 g,甲醇燃烧质量是先增加后减小的趋势,与燃烧效率变化趋势一致.而指示热效率除了与燃烧放热量有关,还受到燃烧放热相位的影响,喷孔直径 0.20 mm 与 0.25 mm 燃烧效率分别为 96.75% 和 96.81%,两者差别不大,但是 0.20 mm 喷孔直径比 0.25 mm 喷孔直径指示热效率高 0.76%,原因是前者燃烧持续期比后者缩短了 3.7 °CA,并且燃烧放热更接近上止点.图 12(d)显示了不同喷孔直径时碳烟和 NO_x 排放变化. NO_x 排放随着喷孔直径增加先降低后增加,碳烟排放趋势相位,呈现先升高后降低的趋势.

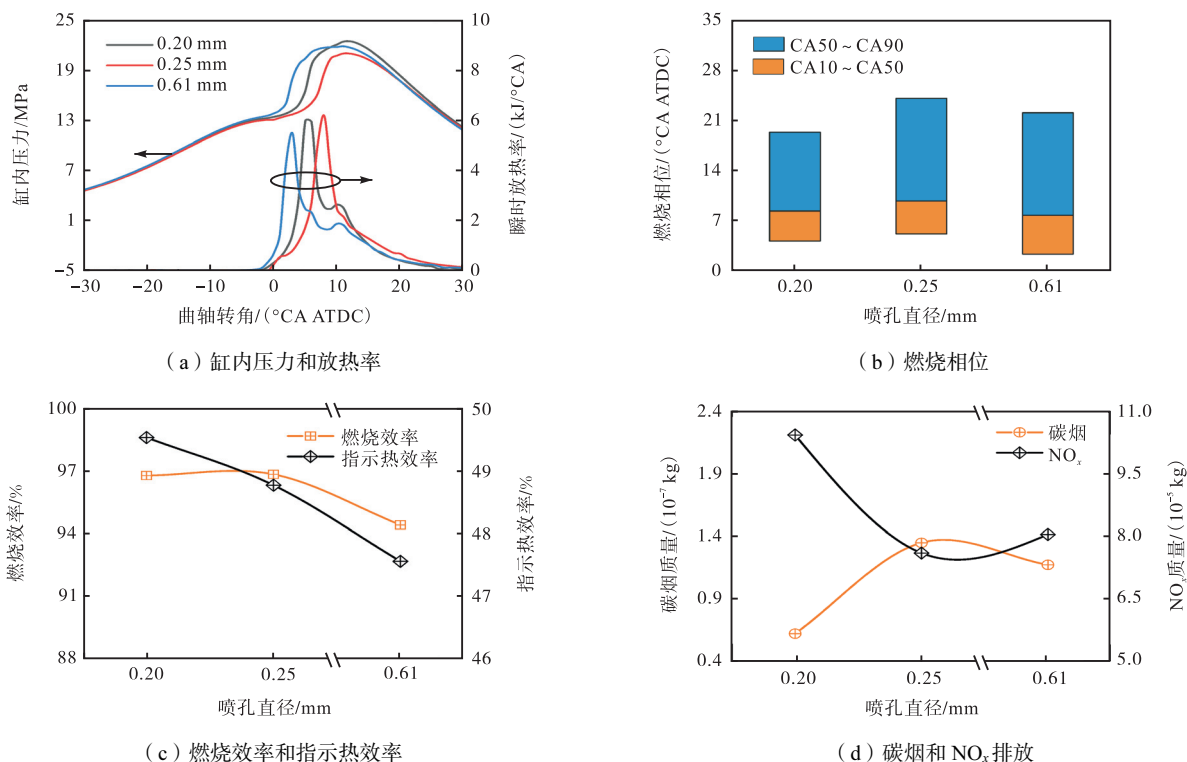


图 12 不同喷孔直径的发动机性能及排放

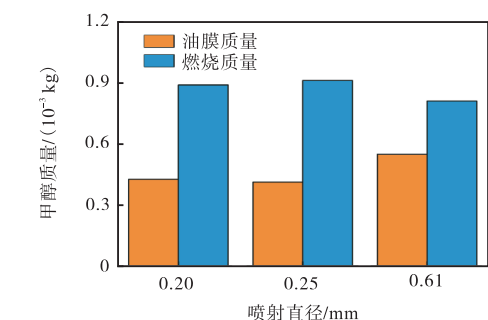
Fig.12 Engine performance and emissions for different nozzle diameters

2.3.2 喷孔直径对油膜质量的影响

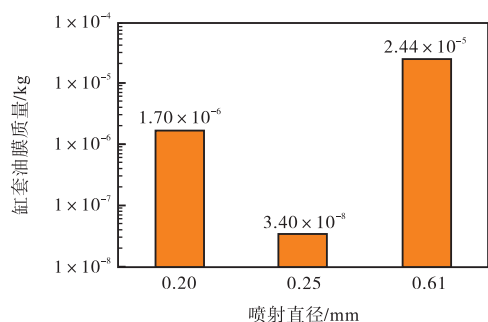
如图 13(a)所示,当喷孔直径由 0.20 mm 增加到 0.25 mm 时,甲醇油膜质量以及燃烧质量变化不大,继续增加至 0.61 mm 时,甲醇油膜质量增加而燃烧质量降低,导致喷孔直径 0.61 mm 工况燃烧效率下降,进而损害了发动机指示热效率.图 13(b)显示喷孔直径 0.61 mm 工况具有最高的缸套油膜质量,达到 2.44×10^{-2} g,而喷孔直径 0.25 mm 工况缸套油膜质

量最少,仅为 3.40×10^{-5} g.这有利于保护润滑油,防止甲醇稀释使润滑油乳化.

图 14 为甲醇缸套油膜质量分布.如图所示,喷孔直径 0.25 mm 工况油膜分布在缸套中部,而另外两个工况除缸套中部区域外,缸套底部区域积累了大量油膜.因此,喷孔直径 0.20 mm 和 0.61 mm 工况不仅油膜质量更多,而且分布范围更大,可能增加了润滑油乳化的风险.



(a) 甲醇油膜质量和甲醇燃烧质量



(b) 甲醇缸套油膜质量

图 13 不同喷孔直径的甲醇油膜质量

Fig.13 Methanol film mass for different nozzle diameters

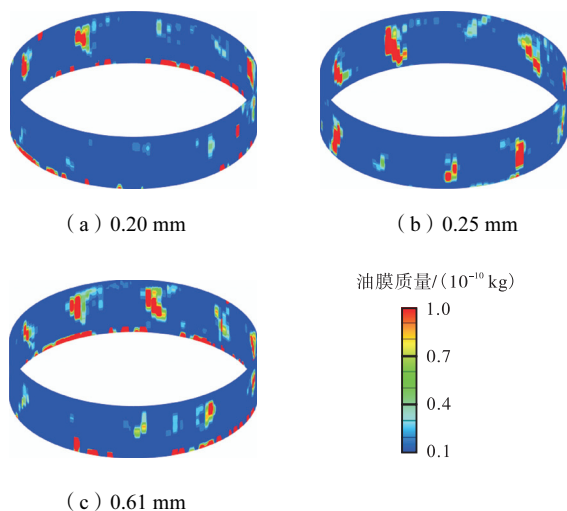


图 14 不同喷孔直径的甲醇缸套油膜质量分布

Fig.14 Distribution of methanol film mass on the cylinder liner for different nozzle diameters

3 结 论

对于甲醇-柴油双燃料发动机来说, 甲醇的燃烧效率是影响燃烧效率和指示热效率的重要因素之一。甲醇燃烧效率受到甲醇油膜质量影响, 而甲醇油膜质量与开闭阀喷射模式密切相关。

(1) 开阀喷射模式下甲醇油膜质量低于闭阀喷射, 使发动机燃烧效率上升。开阀喷射模式发动机指示热效率达到 46.82%, 闭阀喷射指示热效率低于

39.00%。对于甲醇缸套油膜来说, 开阀喷射模式甲醇油膜质量更多, 沿缸套轴向分布范围更广。

(2) 甲醇油膜质量随着喷射压力升高而增加, 使得燃烧效率逐渐降低, 当喷射压力为 2.0 MPa 时燃烧持续期最短, 此时发动机指示热效率最高。喷射压力为 2.0 MPa 时, 甲醇油膜集中在缸套底部, 缸套油膜质量和分布范围小于高喷射压力工况。

(3) 发动机指示热效率随着喷孔直径增加而降低。当喷射器喷孔直径为 0.20 mm 时, 油膜质量较多且分布范围较大, 但发动机指示热效率更高, 可能归因于更短的燃烧持续期。

参考文献:

- [1] Lian Z F, Li W, Cai Y B, et al. Investigations of diesel and natural gas injection interaction on combustion characteristics of a high-pressure direct-injection dual-fuel engine based on large eddy simulation[J]. Applied Energy, 2025, 378: 124807.
- [2] Zhao W B, Li Z L, Huang G, et al. Experimental investigation of direct injection dual fuel of *n*-butanol and biodiesel on intelligent charge compression ignition (ICCI) combustion mode[J]. Applied Energy, 2020, 266: 114884.
- [3] Gong C M, Li Z H, Sun J Z, et al. Evaluation on combustion and lean-burn limit of a medium compression ratio hydrogen/methanol dual-injection spark-ignition engine under methanol late-injection[J]. Applied Energy, 2020, 277: 115622.
- [4] Wang X C, Gao J B, Chen Z M, et al. Evaluation of hydrous ethanol as a fuel for internal combustion engines: A review[J]. Renewable Energy, 2022, 194: 504-525.
- [5] Verhelst S, Turner J W G, Sileghem L, et al. Methanol as a fuel for internal combustion engines[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2019, 70: 43-88.
- [6] Su L W, Li X R, Sun Z Y. The consumption, production and transportation of methanol in China: A review[J]. Energy Policy, 2013, 63: 130-138.
- [7] Wang Q G, Wei L J, Pan W, et al. Investigation of operating range in a methanol fumigated diesel engine[J]. Fuel, 2015, 140: 164-170.
- [8] Wei L J, Yao C D, Han G P, et al. Effects of methanol to diesel ratio and diesel injection timing on combustion, performance and emissions of a methanol port premixed diesel engine[J]. Energy, 2016, 95: 223-232.
- [9] Dierickx J, Verbiest J, Janvier T, et al. Retrofitting a

- high-speed marine engine to dual-fuel methanol-diesel operation: A comparison of multiple and single point methanol port injection[J]. Fuel Communications, 2021, 7: 100010.
- [10] Altun Ş, Fırat M, Varol Y, et al. Comparison of direct and port injection of methanol in a RCCI engine using diesel and biodiesel as high reactivity fuels[J]. Process Safety and Environmental Protection, 2023, 174: 681-693.
- [11] Panda K, Ramesh A. Parametric investigations to establish the potential of methanol based RCCI engine and comparison with the conventional dual fuel mode[J]. Fuel, 2022, 308: 122025.
- [12] Boretta A. Numerical analysis of high-pressure direct injection dual-fuel diesel-liquefied natural gas(LNG) engines[J]. Processes, 2020, 8(3): 261.
- [13] Ma Z Z, Zhang G G, Chen L, et al. Tribological properties of diamond-like carbon films lubricated with water-emulsified engine oil[J]. Diamond and Related Materials, 2024, 148: 111516.
- [14] Naegeli D W. Combustion-associated wear in alcohol-fueled spark ignition engines[J]. SAE Technical Paper, 1989: 891641.
- [15] Xu B, Yin B F, Jiang H K, et al. Adaptability of laser textured liner to the effects of methanol diluting oil on tribological properties[J]. International Journal of Automotive Technology, 2022, 23(2): 461-470.
- [16] Li Y Z, Zhang Z, Liu H F, et al. Experimental and simulation study on reducing the liquid film and improving the performance of a carbon-neutral methanol engine[J]. Energies, 2025, 18(2): 353.
- [17] Zhang Z, Liu H F, Li Y Z, et al. Effects of injection parameters on the evaporation, mixing, combustion and emission characteristics of a spark ignition methanol engine[C]//SAE 2024 Vehicle Powertrain Diversification Technology Forum. Xi'an, China: 2025-01-7119.
- [18] Senecal P, Pomraning E, Richards K, et al. Multi-dimensional modeling of direct-injection diesel spray liquid length and flame lift-off length using CFD and parallel detailed chemistry[J]. SAE Technical Paper, 2003: 1331-1351.
- [19] Mehl M, Pitz W J, Westbrook C K, et al. Kinetic modeling of gasoline surrogate components and mixtures under engine conditions[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2011, 33(1): 193-200.
- [20] Mehl M, Pitz W J, Sjöberg M, et al. Detailed kinetic modeling of low-temperature heat release for PRF fuels in an HCCI engine[C]//Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting. Chicago, USA: 2009-01-1806.
- [21] Curran H J, Gaffuri P, Pitz W J, et al. A comprehensive modeling study of *n*-heptane oxidation[J]. Combustion and Flame, 1998; 114(1): 149-177.
- [22] Zhou C W, Li Y, Burke U, et al. An experimental and chemical kinetic modeling study of 1, 3-butadiene combustion: Ignition delay time and laminar flame speed measurements[J]. Combustion and Flame, 2018, 197: 423-438.
- [23] Olm C, Varga T, Valkó É, et al. Uncertainty quantification of a newly optimized methanol and formaldehyde combustion mechanism[J]. Combustion and Flame, 2017, 186: 45-64.
- [24] Han Z, Reitz R D. Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG κ - ϵ models[J]. Combustion Science and Technology, 1995, 106(4/5/6): 267-295.
- [25] Angelberger C, Poinot T, Delhay B. Improving near-wall combustion and wall heat transfer modeling in SI engine computations[J]. SAE Technical Paper, 1997: 113-130.
- [26] Beale J C, Reitz R D. Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model[J]. Atomization and Sprays, 1999, 9(6): 623-650.
- [27] O'Rourke P J, Amsden A. A spray/wall interaction submodel for the KIVA-3 wall film model[C]//SAE 2000 World Congress. Detroit Michigan, USA, 2000: 281-298.
- [28] O'Rourke P, Amsden A. A particle numerical model for wall film dynamics in port-injected engines[J]. SAE Technical Paper, 1996: 2000-2013.
- [29] Reitz R, Bracco F. Mechanism of atomization of a liquid jet[J]. The Physics of Fluids, 1982, 25(10): 1730-1742.
- [30] Taskiran O O, Ergeneman M. Trajectory based droplet collision model for spray modeling[J]. Fuel, 2014, 115: 896-900.
- [31] Heywood J B. Combustion engine fundamentals[J]. 1ª Edição Estados Unidos, 1988, 25: 1117-1128.
- [32] Hiroyasu H, Kadota T. Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection diesel engines[J]. SAE Technical Paper, 1976: 513-526.

(责任编辑: 王晓燕)