

缸内高温喷水量对压燃式内燃兰金循环发动机燃烧及性能影响的试验研究

冯上司^{1,2} 康哲^{1,2} 吴志军³ 张青⁴

- (1. 重庆大学机械与运载工程学院, 重庆 400044;
2. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044;
3. 同济大学汽车学院, 上海 201804;
4. 重庆长安汽车股份有限公司动力研究院, 重庆 401133)

摘要 内燃兰金循环采用氧气代替空气作为助燃剂, 规避了氮氧化物排放物, 采用冷凝方式对废气中二氧化碳和水蒸气进行分离回收再利用, 实现了高效率与超低排放的内燃动力循环。本文采用自主开发的压燃式内燃兰金循环发动机试验台架进行了缸内高温喷水量对其燃烧及性能影响的试验研究。试验研究发现: 在燃烧过程中喷入吸收了排气废热的循环水可以调控燃烧速度, 使缸内最大爆发压力相位推迟, 上止点附近缸内比热容的增大和水的相变潜热降低缸内温度进而减少压缩负功, 闪急沸腾产生的高温高压水蒸气补充了做功工质以增加膨胀正功。随着喷水量的增加, 发动机的指示热效率先上升后下降, 在 97 mg 喷水量的工况下, 实现了 46.6% 的最佳有效热效率, 并且 IMEP 和燃烧循环稳定性也有明显改善。

关键词 内燃机; 兰金循环; 纯氧燃烧; 蒸汽喷射

中图分类号: TK427 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2022)04-1123-09

Experimental Study on the Effect of Direct Water Injection Mass on the Efficiency and Performance of CI-ICRC Engine

FENG Shang-Si^{1,2} KANG Zhe^{1,2} WU Zhi-Jun³ ZHANG Qing⁴

- (1. School of Mechanical and Vehicle Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China;
2. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China;
3. School of Automobile, Tongji University, Shanghai 201804, China;
4. Power Research Institute of Chang'an Automobile Co., Ltd., Chongqing 401133, China)

Abstract Internal combustion Rankine cycle (ICRC) utilize oxygen instead of air as oxidant, therefore avoiding NO_x generation. The carbon dioxide and water vapor in the exhaust gas can be separated and recycled through condensation. By doing so, a high-efficiency and ultra-low-emission internal combustion thermodynamic cycle is achieved. In this paper, the effect of high temperature direct water injection mass on cycle efficiency and performance is studied based on a self-developed compression ignition internal combustion Rankine cycle engine (CI-ICRC) test bench. The experimental results show that injecting high temperature and high pressure recycled water during combustion process can optimize combustion rate and postpone the maximum in-cylinder pressure timing. Increment of in-cylinder specific heat capacity and heat absorption through in-cylinder water latent heat reduce in-cylinder temperature which decrease negative compression work and the high temperature and high pressure steam generated through flash boiling of in-cylinder water jet supplements the work fluid quality, therefore enhance cyclic output work. As direct water injection mass increasing, the brake thermal efficiency rises firstly and then falls, under test condition of 97 mg direct water injection mass, an optimum brake thermal efficiency of 46.6% was achieved. Meanwhile, its IMEP and combustion stability have also been significantly improved.

Key words internal combustion engine; Rankine cycle; oxy-fuel combustion; steam injection

收稿日期: 2021-12-30; 修订日期: 2022-03-24

基金项目: 国家自然科学基金 (No.52002043); 中国博士后科学基金项目 (No.2021M700581) 重庆市技术创新与应用发展专项面上项目 (No.cstc-2020jscx-msxmX0170); 中央高校基本科研业务费专项 (No.2021CDJGXB008)

作者简介: 冯上司 (1997-), 男, 硕士研究生, 主要从事内燃机燃烧与排放研究, 202032131030t@cqu.edu.cn。通信作者: 康哲 (1990-), 男, 讲师, 硕士生导师, 主要从事内燃机燃烧与排放研究, zhekang@cqu.cn。

0 引 言

内燃机的能源消耗与污染物排放问题的长期困扰使得政府不断收紧相关法规^[1,2]。内燃机具有能量密度高、补能速度快等诸多优势,其在未来数十年内仍将在汽车行业中发挥重要作用^[3],然而其存在的全生命周期效率偏低与污染物排放问题亟待解决,提高内燃机效率是节能减排的关键技术^[4]。是实现我国制定的“2030 年碳达峰,2060 年碳中和”的重要途径。

纯氧燃烧^[5-7]是一种高效、清洁、低碳的燃烧技术,其利用纯氧作为助燃剂与废气中的 CO₂ 预混合后再与燃料进行燃烧,其燃烧废气主要是 CO₂ 和水蒸气的混合气,通过冷凝器对二者进行分离回收与循环利用。清洁能源系统^[8](Clean Energy System, CES) 是一项高效率超低排放的燃烧技术,在火力发电领域已经得到了广泛的应用,其将兰金循环和纯氧燃烧技术相结合,在燃烧过程中向燃烧室喷入过热循环水,优化燃烧并充分利用燃烧放热,循环热效率可达 60% 以上^[9]。

1999 年,悉尼大学的 Bilger 等^[10]首次提出将 CES 应用于内燃机,提出了内燃兰金循环 (Internal Combustion Rankine Cycle, ICRC),该循环采用纯氧燃烧模式,规避了 NO_x,在上止点附近向缸内喷入过热水,控制燃烧速度的同时汽化膨胀做功,提高循环热效率。通过冷凝器将废气中 CO₂ 和水蒸气进行分离回收再利用,实现了高效率与超低排放工作循环。Conklin 等^[11]提出了六冲程发动机概念,采用缸内喷水建立额外的蒸气动力冲程,实现了系统效率的大幅提高。Hewavitarane D 等^[12]提出了闪蒸沸腾 (Superheated Liquid Flash and Boiling, SLFB) 循环,将尾气废热作为热源,水作为工作介质驱动 SLFB 发动机工作,研究表明可实现较优的尾气能量回收。裴普成等^[13]对水蒸气辅助技术进行了综述,表明排气废热约占燃料燃烧热的 35%,通过直接喷水 and 热交换器回收方式可以降低燃油消耗率。吴志军等利用零维模型开展内燃兰金循环效率计算,并对其使用成本、市场前景进行了初步研究^[14,15]。在试验研究方面,开展了压缩比为 9.2 的点燃式内燃兰金循环 (Spark ignition internal combustion Rankine cycle engine, SI-ICRC) 原型机试验研究,表明其具备将效率从 33% 提升至 56% 的潜力^[16]。付乐中等^[17]对喷水过程、喷水时刻和喷水脉宽对 SI-ICRC 发动机燃烧稳定性影响进行了试验研究,表明喷水会产生明显循环波动,使得燃烧相位后移,但循环做功量增加。康哲等^[18]在 10.5~12.5 压缩比下开展了 ICRC 发动机爆震控制

试验研究,表明较高的进气氧浓度会导致强烈的爆震倾向,通过缸内喷水可以降低爆震倾向并提高循环热效率。

上述研究表明内燃兰金循环具有高效率 and 超低排放特性,是较为理想的高效近零排放内燃动力循环。前期相关试验研究结果表明高压压缩比与高进气氧浓度引起的爆震限制了内燃兰金循环效率潜力。由爆震机理可知,通过建立压燃燃烧模式可规避末端混合气自燃,具有规避爆震现象的潜力。因此,为了进一步挖掘内燃兰金循环发动机的燃烧潜能,本文基于自主开发的压燃式内燃兰金循环 (Compression ignition Internal Combustion Rankine Cycle, CI-ICRC) 发动机试验台架,开展了不同喷水量对其燃烧过程和循环效率影响的试验研究。

1 试验台架系统与方案

CI-ICRC 发动机试验台架如图 1 所示,原型机基于一台直列双缸柴油机改造而成,主要包括燃料供给系统、高温高压水供给系统、进气系统 and 控制及采集系统,其主要技术参数如表 1 所示。

表 1 试验发动机主要技术参数
Table 1 Parameter of test engine

项目	参数
型式	单缸、直喷、水冷、四冲程
口径 × 冲程/mm	95 × 114
连杆长度/mm	180
压缩比	17:1
排量/L	0.808
水供给方式	直喷
燃料供给方式	直喷
进气方式	自然吸气

如图 1 所示,燃料供给系统包括油箱、高压油泵、压力表、压力调节器和喷油嘴,其中,原来的机械油泵由全可调共轨燃油喷射系统替代,它能够提供高达 220 MPa 的燃油喷射压力,并具有全可变燃料喷射正时和喷射量调节能力。高温高压水供给系统包括:水箱、高压水泵、压力表、压力调节器和高温高压水喷射嘴,该系统利用气液增压器将水加压至最高 48 MPa,并储存在专门的高压水轨中。水轨配备了闭环控制的电子加热器,可以满足持续的台架试验下将轨内水温维持在 180°C,以实现可控热边界来模拟废热回收。进气系统包括减压阀、体积流量计、球阀、压力表、预混合室和储气瓶,该系统通过修正体积流量计实现进气氧体积分数 (Oxygen

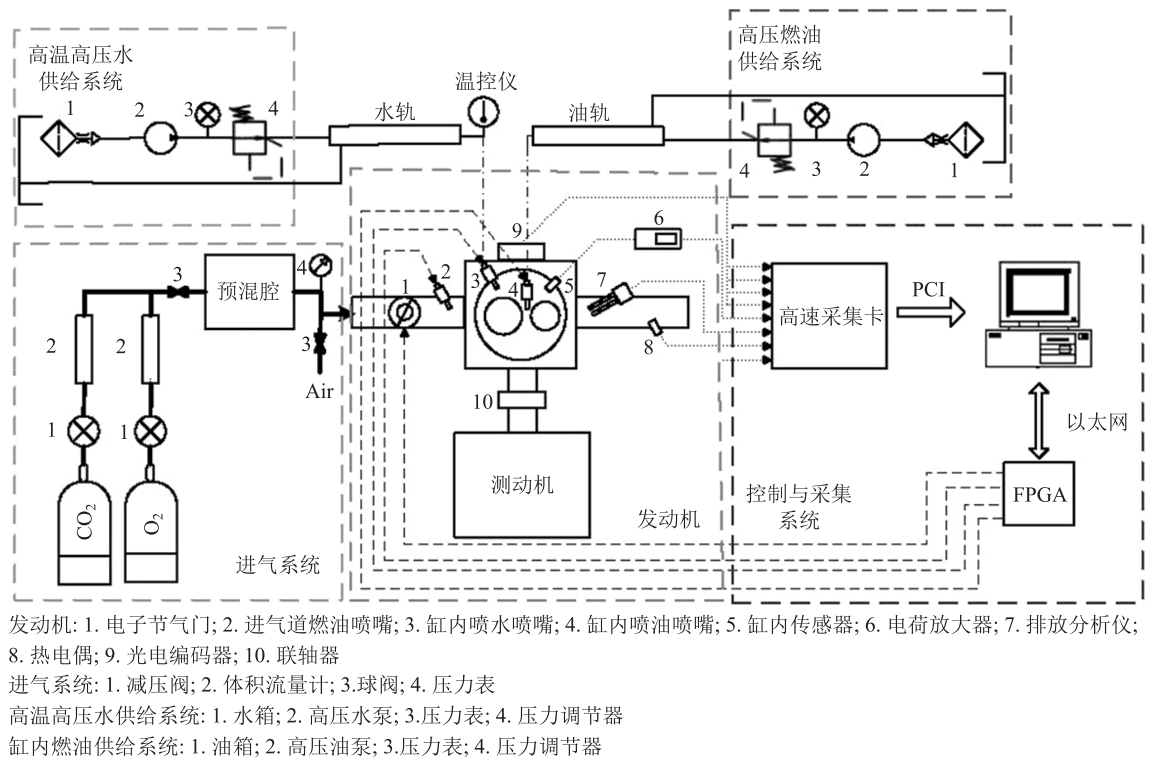


图 1 CI-ICRC 试验台架系统试验图
Fig. 1 Schematic diagram of CI-ICRC engine

Fraction, OF) 可调。氧气体积分数 OF 值为每循环进气中氧气体积占总体积的体积分数:

$$OF = \frac{V_{O_2}}{V_{CO_2} + V_{O_2}} \tag{1}$$

式中, V_{O_2} 为每循环进入燃烧室氧气体积, V_{CO_2} 为每循环进入燃烧室二氧化碳体积, 后文中将采用 OF 值表示进气氧气体积分数。

在试验开始前, 通过开启安装在预混合室下游的进气阀使发动机工作在空气进气环境, 将发动机预热至冷却水温 95℃。测试缸的缸盖经过设计改装, 安装了高温高压水喷嘴和柴油直喷喷嘴, 来实现在特定的正时和脉宽下执行缸内高温高压水和燃油喷射动作, 其中循环喷水量与喷水脉宽的关系曲线如图 2 所示 [19]。

AVL 415S 烟度计安装在排气管道上对尾气颗粒物进行测量。采用 Kistler 6205C 压力传感器和 5018A 型号的电荷放大器检测缸内压力变化, TES 1310 热电偶测量排气温度, MS 3808G-720BN-T5 光电编码器测量发动机曲轴位置信息, 上述仪器详细信息见表 2。上述信号被传输到 NI PCI-6250 采集卡中, 采用 NI CompactRIO 平台作为发动机控制器, 其 FPGA 背板与 C 系列模块能够实时控制高温高压水和燃油喷射的喷射量与正时、并实时调节电子节气门开度来调节发动机负荷。

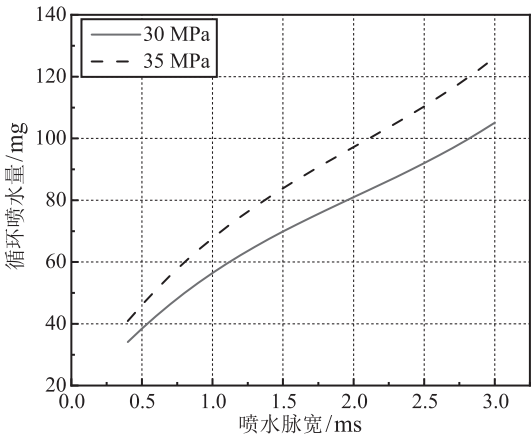


图 2 循环喷水量与喷水脉宽关系曲线
Fig. 2 Relationship between direct water injection mass and water injection pulse width

表 2 试验仪器的规格及其精度
Table 2 The specification of experiment instrument and its accuracy

设备型号	测量范围	测量误差
Kistler 6052C	0~25 MPa	±0.25
Kistler 5018A	±100~±10000	—
MS3808G-720BN-T5	720°	±0.5°
TES1310	223~573 K	±0.25%
AVL 415S	HC, CO: 0~10000×10 ⁻⁶	±0.5%
	NO _x : 0~5000×10 ⁻⁶	±0.1%
	PM: 0~10 FSN	±0.3%

2 缸内高温水喷射对 CI-ICRC 发动机循环热效率优化的验证

为了验证缸内高温水喷射策略对 CI-ICRC 发动机效率与性能的改善作用, 首先开展了喷水循环和正常循环的对比试验, 其缸压曲线如图 3 所示。缸内高温水喷射使缸内最大爆发压力相位后移, 膨胀行程初期 370°CA 、 380°CA 的缸内压力较未喷水分别提高了 0.43 MPa 、 0.37 MPa 。结合图 4 喷水对示功图的影响, 喷水策略下 CI-ICRC 发动机示功图的面积明显增加。但推迟喷水时刻也会使缸内最高爆发压力相位后移, 为此进行了喷油时刻推迟对比试验, 试验缸压曲线如图 5 所示。与喷水循环相比, 其燃烧初期 370°CA 、 380°CA 缸内压力增幅降低至 0.08 MPa 、 0.06 MPa 。结合图 6 不同喷油时刻下示功图可知, 其示功图面积基本不随喷油时刻变化而变化。二者对比可知, 采用缸内喷水策略可以利用水的相变潜热吸收燃烧放热, 提高缸内工质比热容, 进而降低缸内最高燃烧温度, 实现

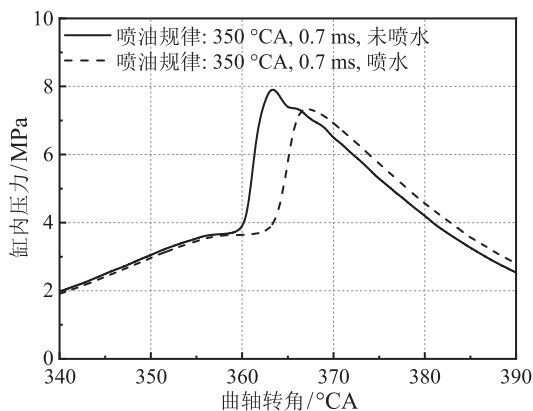


图 3 喷水对缸内压力的影响

Fig. 3 Effect of direct water injection on cylinder pressure

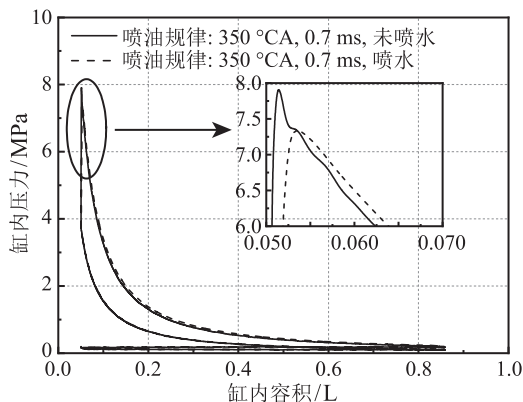


图 4 喷水对示功图的影响

Fig. 4 Effect of direct water injection on P-V diagram

燃烧速度调控, 推迟缸内最大爆发压力相位, 并且, 缸内水雾蒸发产生的高温高压水蒸气在膨胀行程可作为额外的做功工质, 进一步提升缸内压力, 实现循环做功量的改善。综合上述试验结果, 表明缸内喷水策略确实能够优化 CI-ICRC 发动机的燃烧过程, 进而明显改善其效率。

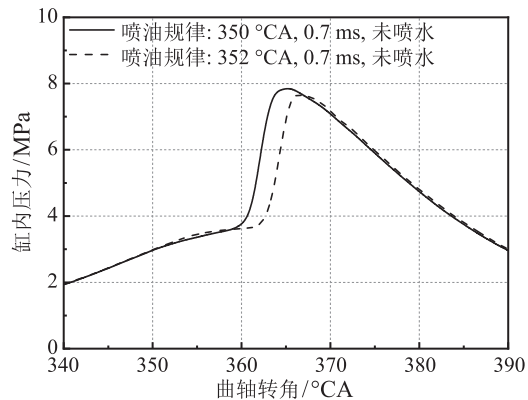


图 5 不同喷油正时对缸内压力的影响

Fig. 5 Effect of different direct fuel injection timing on in-cylinder pressure

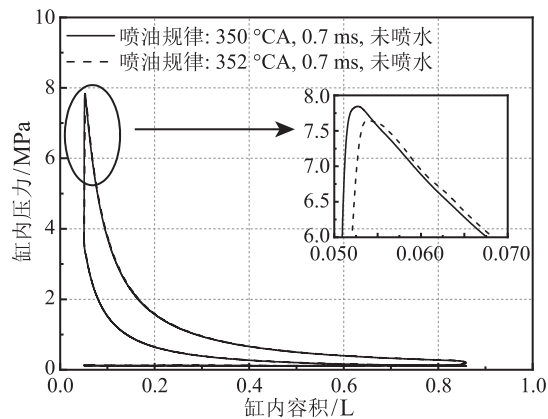


图 6 不同喷油时刻对示功图的影响

Fig. 6 Effect of different direct fuel injection timing on P-V diagram

3 试验结果与分析

根据本文作者前期针对纯氧进气下扩散燃烧过程的试验研究, 表明 OF 55 下本文试验发动机可达到效率与稳定的平衡^[20]。故本文中试验将进气条件设置在 OF 55, 发动机转速保持恒定在 $800\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 喷油压力、喷油正时和循环喷油量分别为 120 MPa 、 10°CA BTDC 和 30 mg , 喷水正时、喷水温度和喷水压力为 40°CA BTDC 、 433 K 和 35 MPa , 针对不同喷水量/脉宽 ($67/97/126\text{ mg}\sim 1/2/3\text{ ms}$) 对 CI-ICRC 发动机扩散燃烧过程的影响开展系统性的试验研究。

3.1 喷水量对缸内压力与示功图的影响

3.1.1 缸内压力

图 7 为不同喷水量下的缸内压力变化情况。126 mg 喷水量工况下缸内最大爆发压力大幅度下降 3.7 MPa, 此时 CI-ICRC 发动机的缸内扩散燃烧被高温高压水严重抑制, 进而导致发动机接近失火状态, 67 mg、97 mg 喷水量工况下 CI-ICRC 发动机缸内最大爆发压力分别降低 0.41 MPa、0.39 MPa 且其相位分别推迟 4 °CA、5 °CA。试验数据表明较小的 67 mg 喷水量对压缩行程中缸内温度的抑制作用减弱, 因而缸内最大爆发压力相位推迟减缓。67 mg、97 mg 喷水量工况下发动机在膨胀行程初期 370 °CA、380 °CA 的缸内压力较未喷水分别提升了 0.17 MPa、0.22 MPa, 0.51 MPa、0.42 MPa。分析认为, 较小的喷水量吸收燃烧放热的能力有限, 其产生的高温高压蒸汽质量受限, 导致通过缸内蒸汽动力循环补充循环做功的能力下降; 另一方面, 过大的喷水量吸收大量燃烧放热, 导致缸内温度急剧降低, 进而劣化燃烧过程, 造成循环效率降低。

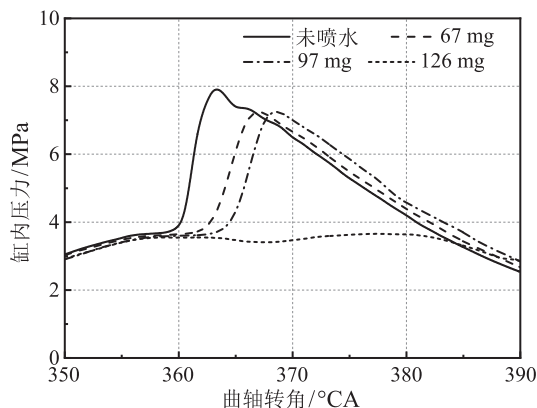


图 7 喷水量对缸内压力的影响

Fig. 7 Effect of direct water injection mass on in-cylinder pressure

3.1.2 示功图

不同喷水量下示功图的变化情况如图 8 所示, 其进一步说明了缸内喷水对循环效率的影响。如图 8 所示, 126 mg 喷水量工况下缸内最大爆发压力明显下降使其示功图面积大幅减少, 分析认为过大的喷水量使缸内比热容过大吸收燃烧放热过多而破坏了燃烧温度条件, 严重抑制燃烧过程, 导致最高缸内压力明显降低。与之不同的是, 在 67 mg、97 mg 喷水工况下, 缸内燃烧未受大幅抑制, 其产生的高温高压蒸汽补充循环做功工质, 使得膨胀行程做功量得到改善。图 9 展示的不同喷水量下压缩负功与

膨胀正功的变化情况也揭示这一点: 与未喷水工况相比, 67 mg、97 mg 和 126 mg 喷水量下的压缩负功分别优化 2 J、4 J 和 5 J, 其膨胀正功分别增加 13 J、50 J 和下降 142 J。故在本文所选择的试验工况范围内, 97 mg 喷水量为最佳的 CI-ICRC 发动机的喷水量。

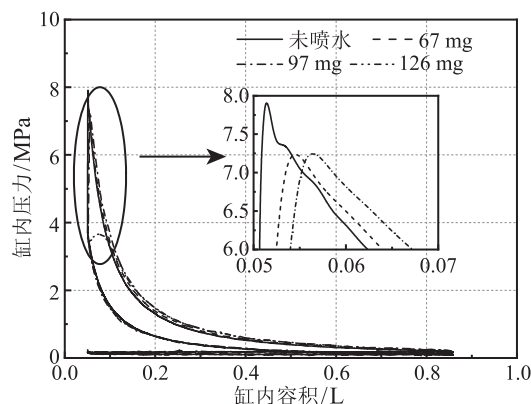


图 8 喷水量对示功图影响

Fig. 8 Effect of direct water injection mass on P-V diagram

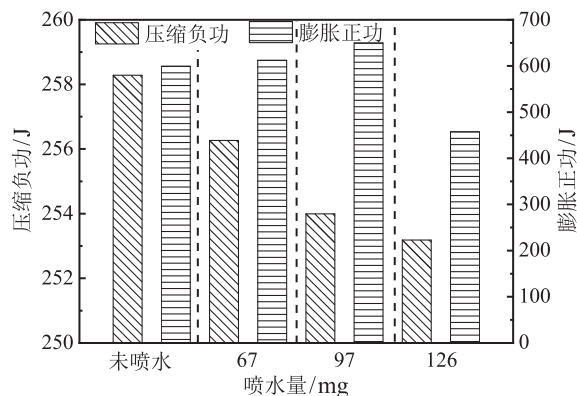


图 9 不同喷水量下的压缩负功及膨胀正功对比

Fig. 9 Comparison of negative compression work and positive expansion work under different direct water injection mass

3.1.3 压力升高率

不同喷水量下缸内压力升高率情况如图 10 所示。未喷水工况下缸内压力升高率峰值达 1.09 MPa/°CA, 超过了传统直喷式柴油机约 0.4~0.6 MPa/°CA 的缸内压力升高率 [21], 缸内压力升高率过大会增加发动机机械负载进而对其各项性能造成负面影响。126 mg 喷水量工况下其缸内压力升高率急剧下降, 如前所述, 正是因为燃烧持续期过度增加和燃烧速度明显降低。与之不同的是, 适当降低喷水量至 67 mg、97 mg, 可将缸内压力升高率峰值降低至 0.79 MPa/°CA 和 0.74 MPa/°CA, 并使

得其峰值相位分别推迟至 364.5°CA 和 366°CA 。分析认为, 较小的喷水量会产生适量水雾, 水雾汽化的水蒸气对燃烧产生了消极影响, 但未使燃烧过程异常, 同时, 97 mg 工况下缸内燃烧容积较 67 mg 工况下更大 (两者峰值相位相差 1.5°CA)。但较为恰当的 67 mg 喷水量仍然可以较好地对 CI-ICRC 发动机扩散燃烧过程的粗暴程度控制, 实现扩散燃烧内燃兰金循环发动机工作过程的稳定性和可靠性。

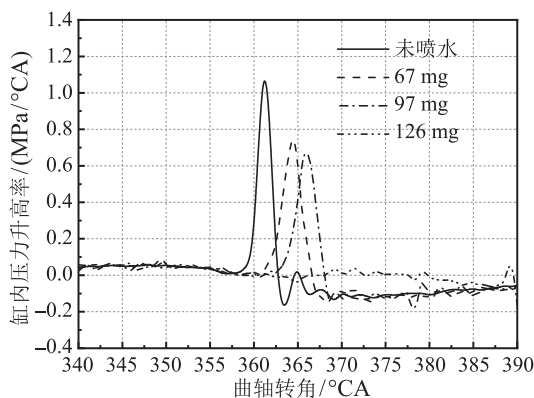


图 10 喷水量对缸内压力升高率的影响

Fig. 10 Effect of direct water injection mass on the in-cylinder pressure rise rate

3.2 喷水量对缸内放热过程的影响

3.2.1 瞬时放热率与累计放热量

不同喷水量下瞬时放热率计算结果如图 11 所示。 126 mg 喷水量工况下缸内燃烧过程受到显著抑制进而接近失火, 其瞬时放热率峰值未超过 $50\text{ J}/^{\circ}\text{CA}$, 累计放热量下降 294 J 。相反, 在 67 mg 、 97 mg 喷水量工况下正常燃烧但燃烧相位推迟, 是因其缸内燃烧仍受到缸内水雾的影响, 缸内瞬时放热率峰值相位分别推迟 2°CA 、 3°CA , 同时, 瞬时放热率峰值较未喷水工况降低了 $36\text{ J}/^{\circ}\text{CA}$ 、 $67\text{ J}/^{\circ}\text{CA}$ 。虽然缸内高温高压水雾吸收燃料燃烧放热进而推迟燃烧相位, 但其生成的高温高压蒸汽在膨胀行程提供额外的循环做功量, 体现在累计放热量分别提高 19 J 、 111 J 。综上, 通过选择合理的缸内喷水量, 可以有效地改善 CI-ICRC 发动机的扩散燃烧过程与做功能力。

3.2.2 燃烧相位与燃烧持续期

图 12 为不同喷水量下燃烧相位与燃烧持续期变化。随着喷水量的增大, CI-ICRC 发动机的燃烧相位和持续期都有所推迟和增加, 尤其是 126 mg 喷水量工况下 CI-ICRC 发动机接近失火导致其 40

$^{\circ}\text{CA}$ 燃烧持续期远大于未喷水的 21°CA 燃烧持续期。为定量分析不同喷水量对燃烧相位的影响, 引入 CA_{10} 和 CA_{50} 对其进行评估, 其中 CA_{10} 、 CA_{50} 为累计放热量达 10% 、 50% 的曲轴转角。试验表明, 在 67 mg 、 97 mg 喷水量的燃烧相位 CA_{10} 、 CA_{50} 较未喷水工况分别推迟了 2.6°CA 、 3.6°CA , 4.1°CA 、 5.1°CA , 除此以外, 缸内喷水也导致燃烧速度减弱, 体现为燃烧持续期分别增加 6.5°CA 、 7.5°CA 。

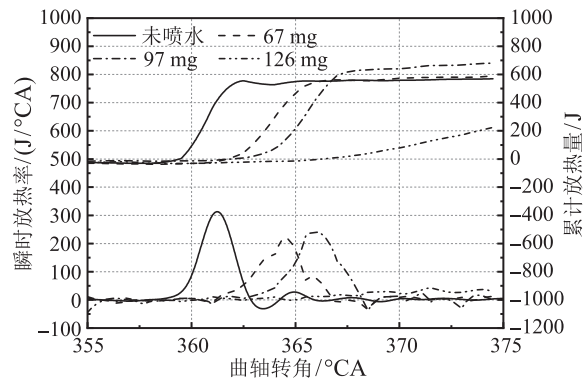


图 11 喷水量对瞬时放热率与累计放热量的影响

Fig. 11 Effect of direct water injection mass on instantaneous heat release rate and cumulative heat release

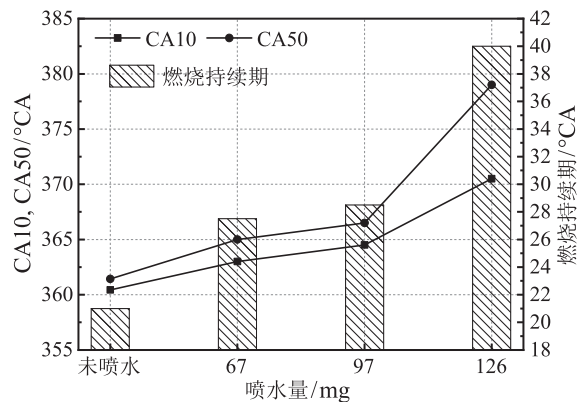


图 12 喷水量对燃烧相位及燃烧持续期的影响

Fig. 12 Comparison of direct water injection mass on combustion phase and combustion duration

3.2.3 燃烧循环波动 (CoV) 及工作负荷

图 13 为不同喷水量下燃烧循环波动及发动机负荷变化情况。其中, 燃烧循环波动 CoV 在 126 mg 喷水量工况下产生的大量水雾阻碍缸内火焰传播, 使得燃烧速率波动较大^[22], 所以 CoV 达到了 14% , 超过合理阈值 (5%)。此时 CI-ICRC 发动机工作状态处于失火边缘, 其 IMEP 较未喷水工况下降至 0.4 MPa 。相反, 与未喷水工况相比, 67 mg

和 97 mg 水量工况下 CoV 降低至 2.48% 和 2.49%。分析认为, 适量的喷水量合理地吸收燃烧热来调控燃烧速度优化缸内燃烧过程, 反之过量的喷水量过度吸热会导致温度降低, 破坏正常燃烧氛围进而劣化燃烧。发动机负荷变化趋势表明, 97 mg 喷水量有更好的发动机的输出转矩, 这表明适量的高温高压水工质的补充优化了 CI-ICRC 发动机的燃烧循环稳定性和工作负荷能力。

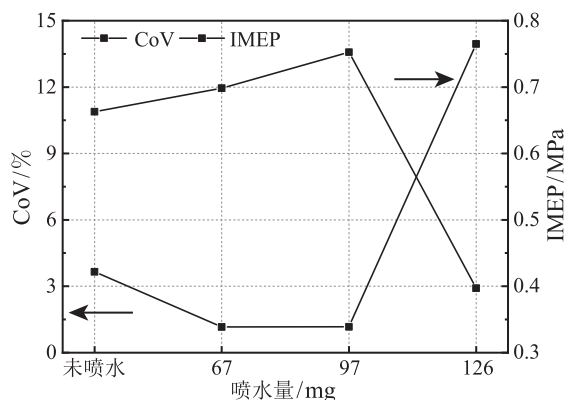


图 13 喷水量对燃烧循环波动及发动机负荷的影响

Fig. 13 Effect of direct water injection mass on combustion cycle fluctuation and engine load

3.2.4 滞燃期及指示热效率

图 14 为不同喷水量下缸内燃烧的滞燃期和指示热效率的变化情况。试验结果表明, 126 mg 喷水量工况下滞燃期显著延长至 20.5 °CA, 适当降低喷水量至 67 mg 和 97 mg 可改善上述情况, 其滞燃期分别为 13 °CA 和 14.5 °CA, 与未喷水工况相比增加 2.6 °CA 和 4.1 °CA。结合图 7 缸内压力曲线变化趋势可知, 上述 67 mg 和 97 mg 喷水量工况并未显著劣化缸内燃烧过程, 另一方面, 未喷水工况下的指示热效率为 41%, 而 67 mg 和 97 mg 喷水量工况下提升至 43.3% 和 46.6%, 其提升幅度分别达到 5.6% 和 13.6%, 然而, 进一步增加喷水量至 126 mg, 产生的过量水雾吸热速率过快, 导致其无法正常速率燃烧, 呈现近失火状态, 其指示热效率也恶化至 25%。

3.3 喷水量对排放特性的影响

3.3.1 CO 与未燃 HC

不同喷水量下一氧化碳和未燃 HC 的变化情况如图 15 所示。本文所选择的 126 mg 喷水量工况会严重抑制了缸内燃烧, 且过多的缸内水雾对火焰传播过程造成负面影响, 进而劣化燃烧效率, 导致不充分燃烧, 产生了较多的 CO 和未燃 HC 排放, 试

验数据表明, 对比未喷水工况, 其 CO 和未燃 HC 增幅达 285% 和 685%。与此同时, 67 mg 和 97 mg 喷水量工况下由于缸内水雾的存在对缸内燃烧造成负面影响, 与未喷水工况相比, CO 和未燃 HC 有所增加, 但其缸内水雾蒸发过程吸热量较为合理, 因而未对燃烧产生明显劣化, 其 CO 和未燃 HC 增加幅度较为可控。与此同时, 在较高温度下, 缸内高温蒸汽会热解产生 OH 基团, 自由的 OH 基团可以促进正庚烷脱氢生成更活跃正庚基而促进燃料燃烧 [23], 但上述潜在机理仍需后续开展化学动力学分析以进行验证。

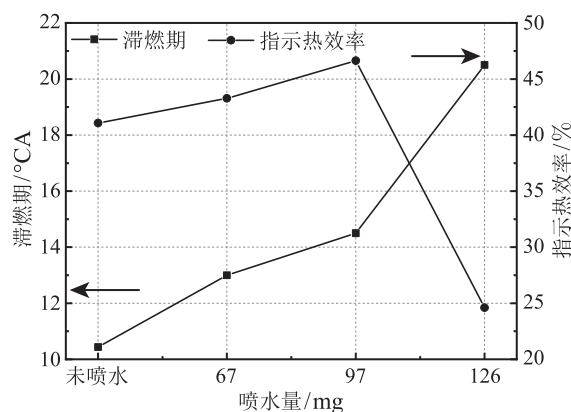


图 14 不同喷水量下的滞燃期及指示热效率对比

Fig. 14 Comparison of flame retardation period and indicated thermal efficiency under different direct water injection mass

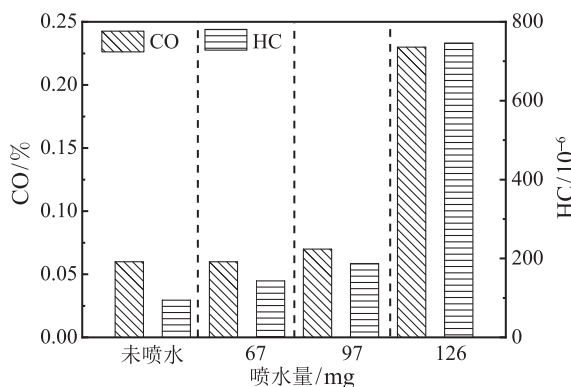


图 15 不同喷水量下的一氧化碳及未燃碳氢排放对比

Fig. 15 Comparison of carbon monoxide and unburned hydrocarbon emissions under different direct water injection mass

3.3.2 NO_x 与颗粒物

图 16 为不同喷水量下氮氧化物和颗粒物排放情况, 与 CI-ICRC 发动机工作原理不同, 试验结果测得了一定的 NO_x 排放, 分析认为, 一方面曲轴

箱中的空气进入燃烧室参与了燃烧, 另一方面, 试验所用 O_2 、 CO_2 气瓶也可能存在部分杂质。与此同时, 颗粒物和 NO_x 的生成机理分别为高温缺氧和高温富氧, 因此, 在较大的 126 mg 喷水量工况下, 由于缸内温度明显降低, 使得颗粒物和 NO_x 排放出现大幅下降。在 67 mg、97 mg 喷水量工况下, 由于缸内温度受到缸内水雾的影响 NO_x 排放呈现下降趋势, 除此以外, 颗粒物排放也出现下降趋势, 分析认为, 颗粒物的降低一方面是由缸内温度降低导致, 更重要的是, 另一方面, 缸内水雾存在潜在的热裂解倾向, 进而产生诸如 OH 基团在内的强氧化性的中间产物, 使得颗粒物排在燃烧过程后期和膨胀行程受到的氧化倾向增强, 也会促进颗粒物排放的下降。

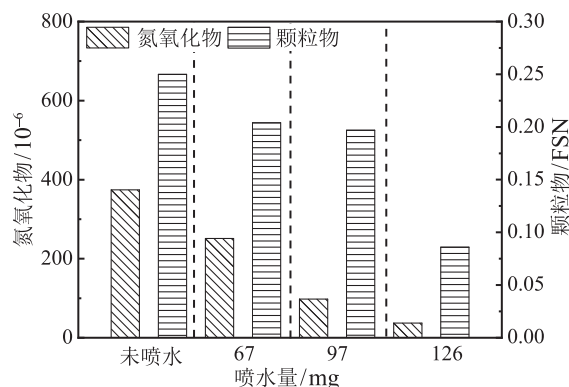


图 16 不同喷水量下的氮氧化物及颗粒物排放对比

Fig. 16 Comparison of nitrogen oxide and particulate matter emissions under different direct water injection mass

4 结 论

1) 高温高压水作为额外补充的做功工质, 在燃烧过程中, 降低压缩温度和汽化膨胀做功, 有助于减少 CI-ICRC 发动机循环压缩负功和增加循环膨胀正功, 提高 IMEP 和指示热效率, 在 97 mg 喷水量工况下, 获得了 46.6% 的最佳有效热效率。

2) 在试验工况下, 随着喷水量的增加, 燃烧过程受到不同程度抑制, 缸内最大爆发压力、压力升高率、瞬时放热率等都相应地降低, 循环指示功和累计放热量呈现出先增加后减少的趋势, 表明存在一个理想的喷水量, 可以最大优化 CI-ICRC 发动机的热效率。

3) 虽然高温高压水会抑制燃烧过程, 但从燃烧相位 CA_{10} 、 CA_{50} 和燃烧持续期来看, 与未喷水相比, 67 mg、97 mg 和 126 mg 喷水量的 CA_{10} 推迟 2.6 °CA、4.1 °CA 和 10.1 °CA, 其 CA_{50} 推迟了 3.6 °CA、5.1 °CA 和 17.6 °CA, 其燃烧持续期

增加了 6.5 °CA、7.5 °CA 和 19 °CA, 表明适量的喷水量的抑制作用并不会劣化燃烧。

4) 缸内喷水抑制了 CI-ICRC 发动机扩散燃烧从而减缓燃烧速度, 因此降低了缸内最大爆发压力和缸内最大压力升高率, 这降低 CI-ICRC 发动机的机械负荷。同时, 缸内水蒸气增加了缸内整体热容量并降低了扩散燃烧速率, 因此缸内喷水通过优化强氧燃料燃烧来帮助降低燃烧循环波动。

5) 由于缸内水雾抑制火焰传播, 对一氧化碳和碳氢化合物排放造成轻微负面影响。缸内燃烧温度降低对减少颗粒物排放发挥积极作用, 同时, 水雾热裂解生成的 OH 基团具氧化性会在燃烧后期氧化颗粒物, 进而颗粒物排放降低, 分析认为测得的氮氧化物排放可能是由曲轴箱空气渗入燃烧室, 导致氮气参与燃烧进而产生了轻微氮氧排放。

参 考 文 献

- [1] Alagumalai A. Internal Combustion Engines: Progress and Prospects [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 38: 561–571
- [2] 工信部. GB27999-2019 乘用车燃料消耗量评价方法及指标 [S]. 北京: 国家市场监督管理总局/国家标准化管理委员会, 2019 Ministry of Industry and Information Technology of the People's Republic of China. GB27999-2019 fuel Consumption Evaluation Methods and Targets Passenger Car [S]. Beijing: General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine/National Standardization Committee, 2019
- [3] 李理光. 中国乘用车汽油机 2020~2035 年发展规划预测 [R]. 中国汽车工程学会年会, 上海, 2019 LI Liguang. China's passenger car gasoline engine development plan forecast from 2020 to 2035 [R]. China Automotive Engineering Society Annual Meeting, Shanghai, 2019
- [4] He X, Ou S, Gan Y, et al. Greenhouse Gas Consequences of the China Dual Credit Policy [J]. Nature Communications, 2020, 11(1): 5212
- [5] Tan Y, Douglas M A, Thambimuthu K V. CO_2 Capture Using Oxygen Enhanced Combustion Strategies for Natural Gas Power Plants [J]. Fuel, 2002, 81(8): 1007–1016
- [6] Hjartstam S, Andersson K, Johnsson F, et al. Combustion Characteristics of Lignite-Fired Oxy-Fuel Flames [J]. Fuel, 2009, 88(11): 2216–2224
- [7] Fiaschi D, Manfrida G, Mathieu P, et al. Performance of an Oxy-Fuel Combustion CO_2 Power Cycle Including Blade Cooling [J]. Energy, 2009, 34(12): 2240–2247
- [8] Pronske K, Trowsdale L, Macadam S, et al. An Overview of Turbine and Combustor Development for Coal-Based Oxy-Syngas Systems [J]. American Society of Mechanical Engineers, 2006, 4: 817–828
- [9] Wu Z J, Xiao Y, Fu L Z, et al. A High Efficiency Oxy-fuel Internal Combustion Engine Cycle with Water Direct Injection for Waste Heat Recovery [J]. Energy, 2014, 70: 110–120
- [10] Bilger R W. Zero Release Combustion Technologies and the Oxygen Economy [C]// Fifth International Conference

- on Technologies and Combustion for a Clean Environment, 1999
- [11] Conklin J C, Szybist J P. A Highly Efficient Six-stroke Internal Combustion Engine Cycle With Water Injection for In-cylinder Exhaust Heat Recovery [J]. *Energy*, 2010, 35(4): 1658–1664
- [12] Hewavitarane D, Yoshiyama S. The Fundamentals Governing the Operation and Efficiency of a Superheated Liquid Flash, Boiling (SLFB) Cycle Powered Reciprocating Engine for Automotive Waste Heat Recovery [C]// JSAE/SAE 2015 International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting, 2015
- [13] 裴普成, 卢勇. 非常规热力循环内燃机的节能技术 [J]. *汽车安全与节能学报*, 2013, 4(1): 1–15
PEI Pucheng, LU Yong. Energy-saving Technology of Unconventional Thermal Cycle Internal Combustion Engine [J]. *Journal of Automotive Safety and Energy*, 2013, 4(1): 1–15
- [14] Bilger R W, Wu Z. Carbon Capture for Automobiles Using Internal Combustion Rankine Cycle Engines [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines & Power*, 2009, 131(3): 034502–034505
- [15] 吴志军, 于潇. 基于内燃兰金循环的二氧化碳回收车用动力系统 [J]. *吉林大学学报 (工学版)*, 2010, 40(5): 1199–1202
WU Zhijun, YU Xiao. CO₂ Capture Automotive Engine System Based on Internal Combustion Rankine Cycle [J]. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*, 2010, 40(5): 1199–1202
- [16] Wu Z, Fu L, Gao Y, et al. Thermal Efficiency Boundary Analysis of an Internal Combustion Rankine Cycle Engine [J]. *Energy*, 2016, 94: 38–49
- [17] 付乐中, 吴志军, 于潇, 等. 喷水过程对内燃兰金循环发动机燃烧稳定性影响的试验研究 [J]. *内燃机工程*, 2014, 35(3): 38–45
FU Lezhong, WU Zhijun, YU Xiao, et al. Experimental Study of Effect of Water Injection on Combustion Stability Internal Combustion Rankine Cycle Engine [J]. *Chinese Internal combustion engine engineering*, 2014, 35(3): 38–45
- [18] 康哲, 付乐中, 邓俊, 等. 内燃兰金循环发动机爆震控制试验 [J]. *同济大学学报 (自然科学版)*, 2017, 45(7): 1030–1036
KANG Zhe, FU Lezhong, DEN Jun, et al. Experimental Study of Knock Control in an Internal Combustion Rankine Cycle Engine [J]. *Journal of Tongji University (Natural Science)*, 2017, 45(7), 1030–1036
- [19] Kang Z, Zhang Z, Deng J, et al. Experimental Research of High-Temperature and High-Pressure Water Jet Characteristics in ICRC Engine Relevant Conditions [J]. *Energies*, 2019, 12(9): 1763
- [20] Kang Z, Wu Z, Deng J, et al. Experimental Research of Diffusion Combustion and Emissions Characteristics Under Oxy-Fuel Combustion Mode [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2020, 142(6): 061002
- [21] 王建昕, 帅石金. 汽车发动机原理 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2011
WANG Jianxin, SHUAI Shijin. Principles of Automobile Engines [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2011
- [22] Mazas A N, Fiorina B, Lacoste D A, et al. Effects of Water Vapor Addition on the Laminar Burning Velocity of Oxygen-Enriched Methane Flames [J]. *Combustion & Flame*, 2011, 158(12): 2428–2440
- [23] 吴排霞. 正庚烷低温氧化机理构建及缸内燃烧过程模拟 [D]. 华北水利水电大学, 2020
WU Paixia. Construction of Low-temperature Oxidation Mechanism of N-heptane and Simulation of Combustion Process in Cylinder [D]. North China University of Water Resources and Electric Power, 2020