

喷水时刻对内燃郎肯循环燃烧及排放特性影响

于 潇,付乐中,邓 俊,吴志军

(同济大学 汽车学院,上海 201804)

摘要: 利用自主开发的内燃郎肯循环(ICRC)发动机试验台架对基于此循环的发动机工作过程进行试验研究. 以氧气和二氧化碳混合气模拟废气再循环(EGR)控制燃烧速度,研究喷水时刻对燃烧及排放特性的影响. 结果表明:高温水在控制反应速率的同时汽化膨胀做功,拓宽示功图的有效面积;最高可将循环热效率提高 6.3%;喷水时刻对热效率影响不大,但较早的喷水时刻最多可导致碳氢排放增加 40%.

关键词: 内燃郎肯循环(ICRC); 碳捕集; 废气再循环(EGR); 过热水

中图分类号: TK411

文献标志码: A

Effect of Water Injection Phasing on Combustion Process in ICRC Engine

YU Xiao, FU Lezhong, DENG Jun, WU Zhijun

(College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Working process of an internal combustion Rankine cycle (ICRC) is studied based on bench tests of a prototype engine. A mixture of O_2 and CO_2 is used to simulate exhaust gas recirculation (EGR) to control the combustion rate, and effect of injection phase on the combustion and emission characteristics is studied. Results show that water with injection temperature of 160°C can not only control the reaction rate, but also can expand the area of the P-V diagram through vaporization. As a result, the thermo efficiency increases by 6.3%. Injection phase does not affect the thermo efficiency obviously, however, earlier injection timing can increase HC emissions by 40%.

Key words: internal combustion Rankine cycle (ICRC); carbon capture; exhaust gas recirculation(EGR); superheated water

排放被加以限制. 降低二氧化碳排放的途径主要分为提高燃烧效率以及碳捕集两方面^[1]. 已经成熟应用于大型火力发电设施的纯氧燃烧技术^[2-4]在燃烧过程之前将空气中的氧气和氮气进行分离,并将纯氧与一部分燃烧废气进行预混后与燃料进行燃烧,使废气主要为二氧化碳和水蒸气的混合气,进而通过较低成本的后处理过程分离废气,并对二氧化碳进行回收,减少大气中的温室气体排放. 清洁能源系统技术进一步将郎肯循环与纯氧燃烧技术相结合,在燃烧过程中向气体发生器中喷入高温水,充分利用燃烧过程所产生的热量,其循环热效率可达 60% 以上^[5].

缸内喷水这一技术在传统发动机上的应用主要为降低重型柴油机的 NO_x 排放,并已实现了 6 000 h 的稳定运行. Stanglmaier 等^[6]在此基础上利用“柴油+水”一体化喷射系统研究了喷水对重型柴油机 NO_x 及 PM 排放的影响. 研究表明,喷水过程可以有效控制柴油机 NO_x 及 PM 排放,但会导致发动机的整体性能有所下降. Boretta 等^[7]对以纯氧为助燃剂并结合缸内喷水技术的二冲程氢动力发动机的燃烧过程进行了模拟研究. 计算结果表明,发动机热效率最高可达 50% 以上,并随着喷水量的增加呈现先上升、后下降的趋势.

1999 年,悉尼大学的 Bilger 等^[8]首次提出将此概念应用于往复式发动机,并建立了内燃郎肯循环(ICRC),其工作示意图如图 1 所示. 该循环采用大比率废气再循环(EGR)来初步控制纯氧燃烧的过程,并在上止点附近(2—4)向缸内喷入循环水(见图 2). 循环水经尾气废热的加热在喷入缸内后迅速汽化膨胀,在控制燃烧过程的同时推动活塞做功,延长缸内等压膨胀过程(3—4),拓宽示功图面积,从而提高指示功的输出. 由于尾气主要为二氧化碳和水蒸

如今,以二氧化碳为主的温室气体已成为有害

收稿日期: 2013-05-07

基金项目: 国家自然科学基金(51076118,51006075); 新世纪优秀人才支持计划(NCET-10-0605); 上海市青年科技启明星计划(跟踪)(11QH1402500); 上海市科学技术委员会(11DZ2260400)

第一作者: 于 潇(1984—),男,博士生,主要研究方向为 ICRC 内燃机燃烧控制与优化. E-mail: 2010_yuxiao@mail.tongji.edu.cn

通讯作者: 吴志军(1972—),男,教授,博士生导师,工学博士,主要研究方向为内燃机燃油喷射及燃烧. E-mail: zjwu@mail.tongji.edu.cn

气的混合气,故可以经冷凝过程以较低成本分离并回收二氧化碳,实现了采用化石燃料的超低排放内燃机燃烧循环。

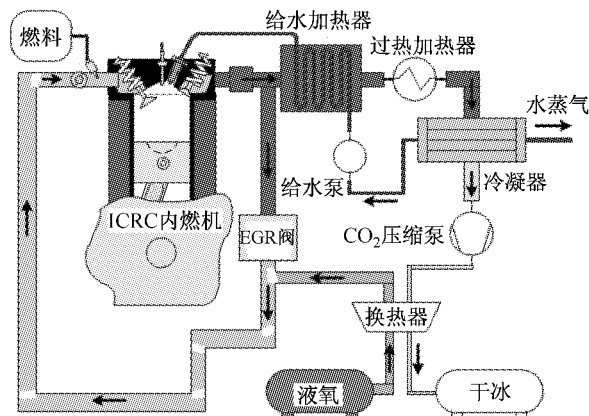


图1 内燃朗肯循环发动机系统结构示意图

Fig.1 Schematic of ICRC system

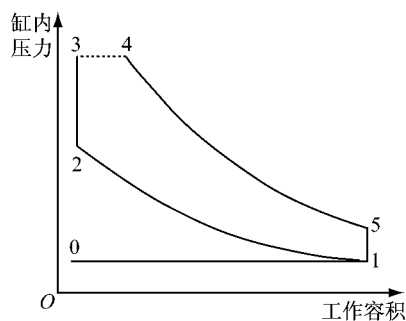


图2 内燃朗肯循环工作原理示意图

Fig.2 Working principle of ICRC

同济大学吴志军课题组^[9]对ICRC的热效率进行了优化计算,并对基于ICRC的车用动力系统的使用成本、市场前景进行了初步研究. 研究结果表明,循环指示热效率达55%,考虑到制氧及喷水能耗,有效热效率依然可达44%,如考虑回收二氧化碳的再利用,其综合使用成本将与现有柴油机公交车相当,且无有害排放。

本文利用自主开发的ICRC发动机试验台架,以二氧化碳和氧气混合气与丙烷燃料进行混合作为燃烧工质,并在燃烧过程中向缸内喷入高温水,研究喷水时刻对燃烧及排放特性的影响。

1 试验台架

ICRC发动机试验台架系统如图3所示,该试验台架系统主要由单缸摩托车发动机、燃烧工质供给系统、高温水喷射系统、发动机控制及采集系统和测功机等组成. 试验用发动机为124 mL的单缸风冷点

燃式四冲程发动机,本文将其改装为以丙烷为燃料的进气道喷射式发动机,具体发动机参数如表1所示. 缸盖上进排气门两侧分别打孔以布置高温水喷嘴和缸压传感器(见图3). 由于发动机排气门一侧温度相对较高,故将喷水嘴布置于排气门一侧以更好地控制缸内温度. 本文利用道尔顿分压定律开发了可精确控制进气比例的燃烧工质配比系统,以研究不同氧气和二氧化碳比例下混合气燃烧规律. 此种方法可以控制配气过程中气体的充气速率,使其达到准静态的充气过程,通过对二氧化碳减压阀进行加热平衡其由于汽化吸热而引起的温度波动,进而精确控制配气比例. 为了方便描述进气各组分比例,引入氧气体积比OF,即每循环进气中氧气占总进气量的体积分数。

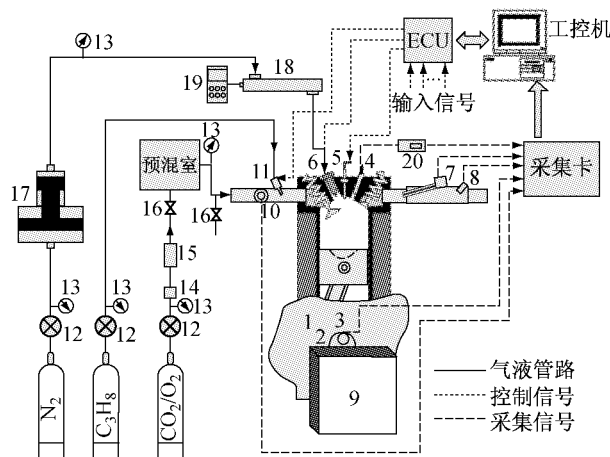
$$OF = \frac{V_{O_2}}{V_{O_2} + V_{CO_2} + V_{其他}} \quad (1)$$

式中: V_{O_2} 为每循环进入缸内氧气体积; V_{CO_2} 为每循环进入缸内二氧化碳体积; $V_{其他}$ 为每循环管路中进入缸内其他气体的体积,由于管路中气体与大气隔绝, $V_{其他}$ 可忽略不计. 后续内容中将采用OF值来表示进气的氧气体积分数。

表1 试验用发动机主要参数

Tab.1 Specifications of test engine

项目	参数
型式	单缸、风冷、四冲程
缸径×冲程/(mm×mm)	56.5×49.5
排量/mL	124
压缩比	9.2:1.0
燃料供给方式	进气道喷射
高温水供给方式	缸内直喷



1—发动机;2—联轴器;3—光电编码器;4—缸压传感器;5—火花塞;6—喷水嘴;7—瞬态排放仪;8—氧传感器;9—测功机;10—节气门;11—喷水嘴;12—减压阀;13—压力表;14—节流阀;15—流量计;16—球阀;17—蓄能器;18—加热腔;19—温度传感器;20—电荷放大器

图3 ICRC内燃机试验台架系统示意图

Fig.3 Test apparatus of ICRC engine

喷射系统如图 3 中 18 和 19 所示, 喷水器采用柴油喷嘴, 由于试验处于初期阶段, 故先以高温水加热系统模拟尾气热交换系统对水进行加热, 以研究特定喷水温度下喷水过程对燃烧过程的影响. 该系统以无缝钢管加工为高压水加热腔, 并在内部安装电热棒, 电热棒内部放置热电偶以控制棒温, 防止加热过程中由于棒温过高而在加热棒表面出现饱和和水蒸气而影响喷油器的正常工作. 柴油喷嘴孔径根据所需流量进行了扩大, 同时降低了该喷嘴的启喷压力. 喷水压力由自行设计的增压系统提供, 通过将高压氮气瓶中的压力放大建立稳定的喷射压力, 喷射压力最大可达 25 MPa, 试验中采用的喷射压力为 20 MPa.

2 试验结果及讨论

表 2 为发动机试验主要参数. 本次试验采用 160℃ 喷水温度, 此温度下水的饱和蒸汽压为 0.6 MPa, 远低于 20 MPa 的喷射压力, 故加热腔及喷嘴内的水均为液态. 将上止点设定为 0° 曲轴转角 (简称 0°), 上止点之前喷射的角度以负值表示, 喷射相位设定为 50°, 20°, 0°, -10°, -20°, 共五个喷射相位.

表 2 试验主要参数

Tab.2 Specifications of test parameters	
参数	数值
点火提前角/(°)	-30
循环供油量/mg	4.7
发动机转速/(r·min ⁻¹)	2 600
OF 值/%	45
喷水温度/℃	160
喷水压力/MPa	20
喷水脉宽/ms	0.3
喷水质量/mg	40
喷水时刻/(°)	-20~50

本次试验每次采集 100 个循环数据, 其中包括 50 次连续喷水循环. 利用喷水信号将 50 个未喷水循环与 50 个喷水循环进行区分, 基于得到的缸压曲线提取发动机缸内燃烧情况的关键参数, 以研究喷水过程对于发动机燃烧循环的影响.

喷水质量选择为 40 mg, 主要原因有: ① 根据理论计算结果, 喷水质量与循环供油量之比在 9~10 时, 循环热效率可达最大值^[9], 较少的喷水量将不足以在缸内形成足够蒸汽进而限制循环热效率的进一步提升, 而过多的喷水量将导致缸内温度过低而引起缸压下降; ② 发动机试验过程中发现过多的喷水量将引起发动机循环波动增加, 严重时可能导致燃

烧不稳定甚至失火等情况, 在喷水量为 40 mg 时, 发动机运行平稳且无失火现象. 随着氧气体积分数及发动机负荷的增加, 其稳定运行所允许的喷水量也随之增加.

2.1 喷水过程对于缸内最大爆发压力的影响

图 4 和 5 分别为 100 个连续循环内 50 个喷水循环和未喷水循环的缸内最大爆发压力及其对应的曲轴转角, 喷水时刻为上止点. 由图 4 可见, 喷水过程对缸内最大爆发压力的影响并不显著. 随着在压缩冲程末期向缸内喷入的高温水汽化, 缸内做功工质质量增加, 虽然水的汽化会降低缸内温度, 但其汽化膨胀所引起的缸内压力增加仍然可以使得缸内最大压力维持在原有水平. 图 5 为缸内最大爆发压力对应的曲轴转角. 由图可见, 高温水的引入可将最大爆发压力的出现相位后移. 为保证发动机在较优工况下工作, 内燃机缸内最大爆发压力一般应出现在 12°~15°^[10], 由于反应速率较快, 未喷水工况没有循环最大爆发压力出现在此范围, 过快的燃烧过程将导致活塞上行过程中所做负功增加; 喷水工况有 45 个循环最大爆发压力出现在此范围内, 占总循环的 90%. 由此可见, 喷水过程在不影响缸内最大压力的前提下使得燃烧相位后移至合理区域, 减少了压缩行程中的负功, 理论上可以增加循环的指示功.

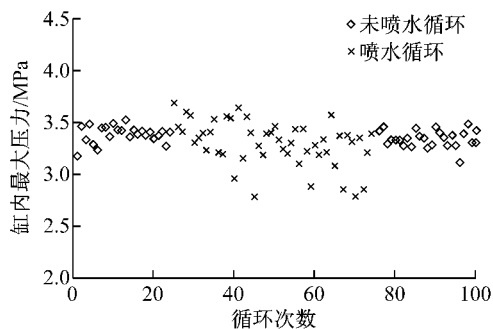


图 4 不同工况下缸内最大压力散点图

Fig.4 Scatter diagram of maximum cylinder pressure

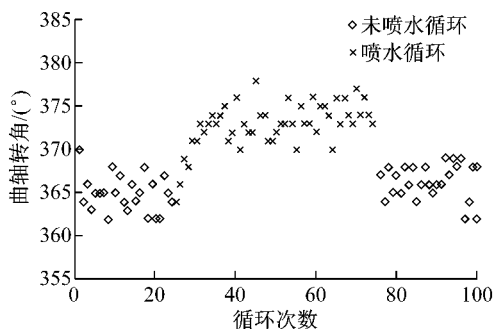


图 5 缸内最大压力相位分布图

Fig.5 Scatter diagram of crank angle of maximum cylinder pressure

图6为100个连续循环的指示功散点图。由图可见,喷水过程对于循环指示功有明显的提升作用,50个喷水循环的指示功显著增加,主要集中在85~90 J之间,而未喷水循环的指示功主要集中在72 J附近。对喷水及未喷水循环的燃烧特性参数进行计算并取平均值列于表3。由表可知,喷水过程使得缸内最大爆发压力降低0.08 MPa,与未喷水工况相比基本维持在同一水平,但最大爆发压力出现的相位向后推迟6°,未喷水循环最大爆发压力出现的相位为7°,可见其点火时刻并不在最优点,此时点火主要为保证燃烧过程的稳定性,同时规避喷水过程对点火过程的影响。但此峰值相位与理想峰值出现相位相差5°曲轴转角,其对热效率的影响在1%以内^[10],故仍可认为热效率及指示功率提高的主要原因在于缸内做功工质质量的增加。与未喷水工况相比,最大压力升高率显著下降,且使其相位后移5°曲轴转角,使得缸内燃烧过程进行得更更为平稳。指示功由于燃烧相位的优化由72.2 J上升至86.9 J,提高了20.4%。根据热效率计算公式^[10]

$$\eta_{it} = W_i / Q_1 \quad (2)$$

式中: η_{it} 为指示热效率, W_i 为计算所得指示功, Q_1 为燃料总放热量。本次试验中每循环供油量为4.7 mg,丙烷热值为50.37 MJ·kg⁻¹,故可算得本次未喷水循环热效率为30.7%,而喷水循环热效率为37.0%,循环热效率提高了6.3%。

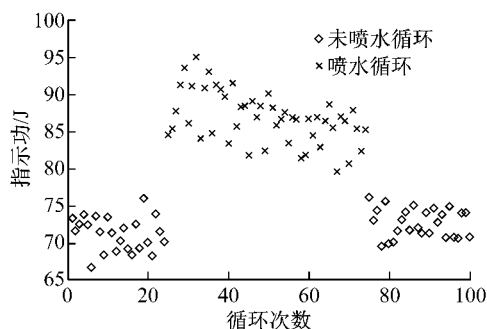


图6 不同工况下指示功散点图

Fig.6 Scatter diagram of the indicated power

表3 喷水对循环燃烧特性参数的影响
Tab.3 Effect of water injection on combustion parameters

燃烧特性参数	未喷水循环	喷水循环
最大爆发压力 P_{max} /MPa	3.33	3.25
最大压力相位 φ_{Pmax} /°	7	13
最大压力升高率 dP_{max} /MPa	0.17	0.13
最大压力升高率相位 φ_{dPmax} /°	-5	0
指示功 W_i /J	72.2	86.9
平均有效压力(IMEP)/MPa	0.58	0.70
指示热效率 η_{it} /%	30.7	37.0

2.2 喷水相位对于示功图的影响

图7和8为喷水循环以及未喷水循环的缸内压力曲线随曲轴转角的变化及喷水相位对部分燃烧参数的影响。由图7可见,喷入缸内的高温水汽化吸热,并降低缸内混合气的反应速率,上止点前缸内压力相对于未喷水工况有所下降,减少了压缩冲程的负功。上止点附近,混合气开始燃烧放热,由于高温水汽化降低了缸内温度,同时混合气中水蒸气体积分数增加,降低了混合气的氧气体积分数,故混合气反应速率有所下降,缸内最大爆发压力的出现相位随之后移。传统内燃机燃烧循环一般通过调节点火提前角使燃烧相位后移,但燃烧相位的后移会由于活塞下行而导致缸内最大爆发压力的下降;内燃机循环由于在燃烧过程中向缸内喷入高温水,增加了缸内的做功工质,虽然水在汽化过程中会降低缸内温度,但其汽化膨胀所引起的压力上升可以补偿其汽化吸热而引起的缸内压力下降,所以缸内最大压力并未随着燃烧相位的后移而下降,而是维持在同一水平,略有偏高。

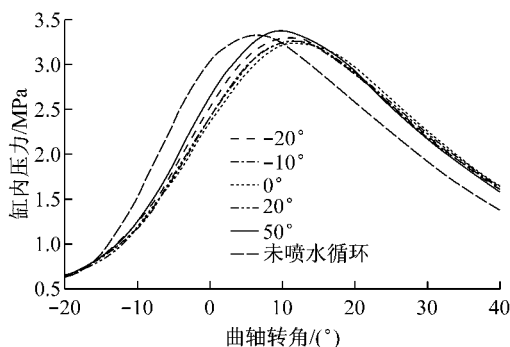


图7 喷水及未喷水过程对于缸内压力的影响

Fig.7 Effect of water injection phase on cylinder pressure

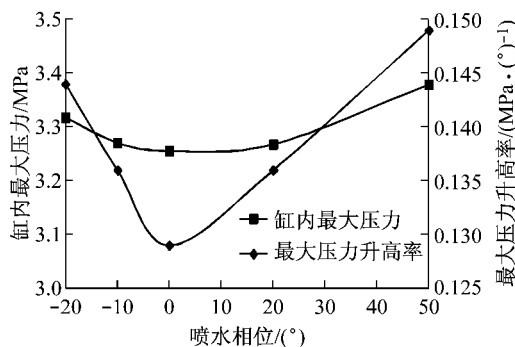


图8 喷水相位对缸压及压力升高率的影响

Fig.8 Effect of water injection phase on in-cylinder pressure and pressure rising rate

由图8可见,喷水相位对缸内最大压力及最大

压力升高率的影响趋势相同,其均随喷水时刻的后移先下降后上升,并在上止点达到最低值.当喷水时刻位于上止点之前时,由于喷入缸内水温为 $160\text{ }^{\circ}\text{C}$,此时水的饱和蒸汽压为 0.6 MPa ,与缸内压力相当,此时水处于饱和状态并会在进入缸内的同时迅速汽化,水蒸气的形成增加了缸内做功工质,故会在活塞上行时使得缸内压力升高率及缸内压力均有所上升;当喷水时刻位于上止点之后时,其对于燃烧过程的控制能力会有所下降,由于缸内氧气体积分数较高,混合气反应速率较快,故压力升高率也会相应提高.图 9 为喷水时刻对缸压最大值及压力升高率最大值出现相位的影响,可见喷水时刻对其影响规律相似,均使得其先后移再提前,并在上止点附近为最大值.在上止点附近喷水可以控制急燃期的混合气反应速率,将缸内最大压力及最大压力升高率的出现相位控制在较为合理的区域内,故其循环指示功也最高.但由于喷水量相同,其指示功变化幅度不大,喷水时刻在 50° 时循环指示功最低,为 84.3 J ,比上止点喷水工况低 3% .

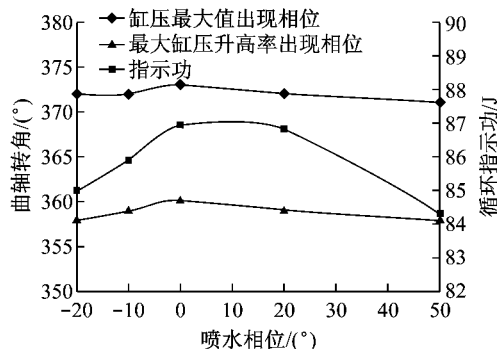


图 9 喷水时刻对指示功及燃烧相位影响

Fig.9 Effect of water injection phase on the indicated power and combustion phase

图 10 为喷水时刻对示功图的影响,由图可见,相对于未喷水循环,喷水循环在做功冲程的缸内压力显著提高,进而提高了指示功输出,但喷水时刻对整体示功图有效面积无显著影响,仅在上止点附近有所区别.内燃郎肯循环提高指示热效率的原理是利用尾气加热将要喷入缸内的循环水加热至过热状态,并利用过热水的喷入控制燃烧过程,优化燃烧相位;同时利用缸内高温使循环水汽化膨胀做功,进一步回收利用缸内低品位能量增加缸内的做功工质,延长缸内的等压膨胀过程,拓宽示功图的有效功面积.由计算结果可见,试验中喷入缸内的高温水在较短时间内蒸发汽化,推动活塞做功,拓宽了示功图的有效面积(见图 10),提高了喷射压力及喷水温度,进

一步提高了内燃郎肯循环的热效率.随着喷射压力及喷射温度的提高,水的汽化时间会进一步缩短,配合更为合理的点火提前角及 EGR 率,相信可使循环热效率继续提高.

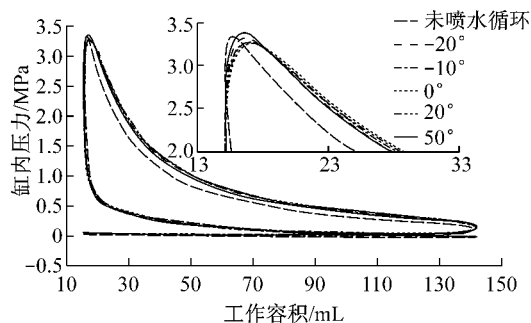


图 10 喷水时刻对示功图的影响

Fig.10 Effect of water injection phase on P-V diagram

2.3 喷水时刻对综合放热的影响

图 11 为基于上述工况的缸内压力曲线计算所得的综合放热率及累积放热量曲线.为便于观察,图中仅列出了三组喷水循环与未喷水循环进行对比,并将喷水时刻对放热过程的影响参数列于表 4.由图 11 可见,高温水的引入使上止点之前的综合放热率有所降低,其放热过程相对缓慢,放热相位后移.未喷水循环的综合放热率最大值出现在上止点前 7° 曲轴转角,随后放热速率开始下降.喷水循环由于喷水过程降低了反应速率,其最大综合放热率均出现在上止点附近,且均低于未喷水循环,随后反应速率开始下降.

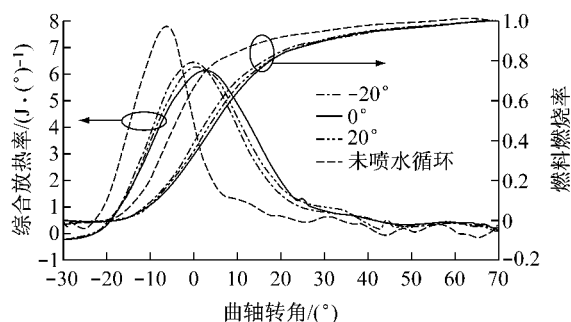


图 11 喷水过程对综合放热的影响

Fig.11 Effect of water injection process on heat release rate

表 4 列出了部分放热参数.由表可知,喷水过程使得放热相位后移了约 6° 曲轴转角,且主燃期显著延长,但由于水的汽化膨胀而引起的缸内压力增加,使得其综合放热量高于未喷水循环约 20% .喷水时刻的改变对于放热过程的影响不大,前四个喷射时刻主燃期均在 40° 附近,只有 50° 喷水时,由于此时燃

烧过程已基本结束,故其放热相位较为提前,且主燃期缩短,但仍显著长于未喷水循环. 由于进气采用的是氧气体积分数为 45% 的混合气,故可燃混合气反应速率与空气和燃油混合气相比要快许多,通过向缸内喷入高温水可以在降低缸内压力升高率的基础

上增加其综合放热量,在降低缸内温度的同时增加了燃烧室内的总焓值,进而增加了循环的指示功输出. 综合放热的提升主要是由于喷入缸内的循环水利用燃烧热量汽化膨胀,增加了缸内的做功工质,将低品位能转化为有用功.

表 4 喷水时刻对放热参数的影响

Tab. 4 Heat release parameters under different injection timing

综合放热参数	未喷水循环	-20°	-10°	0°	20°	50°
最大放热率 $dQ_{\max}/(J \cdot (^{\circ})^{-1})$	7.68	6.42	6.25	6.09	6.21	6.50
最大放热率相位 $\Phi_{dQ_{\max}}/(^{\circ})$	-7	0	1	2	1	-1
燃料放热 10% 相位 $CA_{10}/(^{\circ})$	-13	-9	-9	-9	-9	-10
燃料放热 50% 相位 $CA_{50}/(^{\circ})$	-3	3	5	6	5	2
燃料放热 90% 相位 $CA_{90}/(^{\circ})$	18	30	30	31	30	27
主燃期/ $(^{\circ})$	31	39	39	40	39	37
综合放热量/J	151.6	180.7	183.4	185.4	184.6	177.8

2.4 喷水时刻对排放特性的影响

本次试验排放特性采用 Combustion 公司生产的 Fast FID 以及 CLD500 型瞬态排放仪对排气阀门附近的废气进行快速采集及分析. 图 12 为所得的喷水过程对瞬态排放特性的影响,喷水时刻为上止点. 图中给出了五个连续循环,由喷水信号可知,第一循环为未喷水循环,其他循环为喷水循环. 由图可知未喷水循环碳氢排放极低,但 NO_x 排放较高. 由于进气中含有 45% 体积分数的氧气,故燃烧过程属于富氧燃烧,且燃烧温度也将显著高于空气燃烧循环. 试验中所使用的氧气、二氧化碳及丙烷均不可避免含有少量氮气组分,少量氮气在高温富氧的环境下向 NO_x 的转化率将显著高于传统燃烧循环,故未喷水工况下, NO_x 排放放在 900×10^{-6} 附近. 随着喷水过程的开始,缸内温度显著下降, NO_x 排放放在两个循环内即降低至较低水平,然而碳氢排放随着喷水过程的开始显著增加.

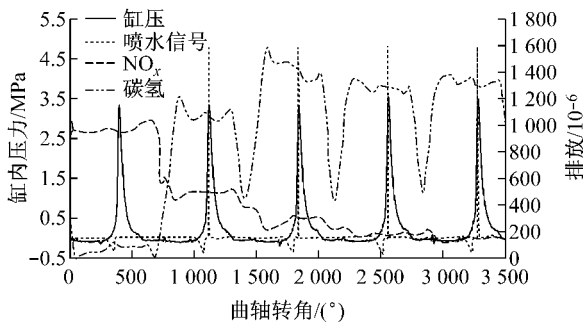


图 12 喷水过程对排放特性的影响

Fig. 12 Effect of water injection process on emission characteristics

图 13 为供油脉宽分别为 2.6 ms 以及 2.9 ms 时喷水时刻对排放峰值的影响. 由图可见碳氢排放

随着喷水时刻的后移而下降,供油脉宽为 2.6 ms 时的碳氢排放显著高于喷油脉宽 2.9 ms 工况. 喷水时刻从 -20° 到上止点,碳氢排放仅下降 5%,而喷水时刻为 50° 时,碳氢排放下降了 20%. 供油脉宽为 2.9 ms 时喷水时刻对碳氢排放的影响较为明显,与 -20° 喷水相比,喷水时刻为上止点与 50° 的碳氢排放分别下降了 16% 及 43%.

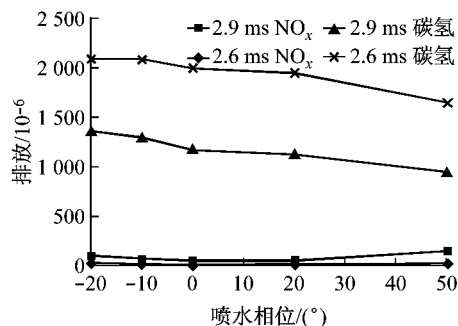


图 13 喷水时刻对排放特性的影响

Fig. 13 Effect of water injection phase on emission characteristics

由燃烧过程而产生的碳氢排放的主要原因是火焰淬熄而引起的燃料不完全燃烧,传统发动机中的火焰淬熄主要为壁面淬熄、狭缝效应以及大容积淬熄等^[11]. 本次试验的喷水过程可在极短时间内降低喷雾区域温度及局部氧燃比,故将引起火焰淬熄进而导致碳氢排放增加. 较早的喷水时刻对于滞燃期火焰的形成会造成较大的影响,故在滞燃期内的喷水过程所产生的碳氢排放将显著高于在燃烧末期时刻喷水所产生的碳氢排放. 而随着发动机负荷的增加,缸内温度有所提升,由喷水而造成的火焰淬熄也会相应降低,故喷油量为 2.9 ms 的工况碳氢排放显著降低. 随着发动机负荷的进一步提升及喷水压力

的优化,相信可以使得碳氢排放进一步降低。

NO_x 排放均随喷水时刻的后移先下降后增加,并在上止点达到其最低值。喷油脉宽为 2.9 ms 时,由于缸内燃烧温度较高,故 NO_x 排放也较高。喷水时刻为 -20° 及上止点时 NO_x 排放分别为 98×10^{-6} , 51×10^{-6} , 下降了 48%, 随着喷水时刻的继续后移, 50° 喷水时刻 NO_x 排放已增加至 147×10^{-6} 。喷油脉宽为 2.6 ms 时,喷水过程对于缸内 NO_x 排放的抑制作用更为显著,喷水时刻为 -20° 及上止点时 NO_x 排放分别为 30×10^{-6} , 10×10^{-6} 。氮氧化物形成的最重要因素为气缸内达到的最高燃烧温度^[10], 本次试验喷射脉宽定为 0.3 ms, 喷水过程持续约 5° 曲轴转角, 喷水时刻为 -20° 时缸内尚未形成高温区域, 故对上止点后的缸内温度没有较好的控制作用。喷水时刻过晚则造成缸内形成高温区域使得 NO_x 已经产生, 此时喷水对其限制效果已经下降。在上止点附近喷水可以较好地控制缸内最高温度, 进而控制 NO_x 的生成, 降低其排放量。

3 结论

(1) 喷水时刻自 -20° 至 50° , 循环指示功先上升后降低, 并在上止点达到最大值, 但整体波动不大, 在 3% 以内。

(2) 喷水时刻对排放特性有较大影响, 与 -20° 时刻喷水相比, 50° 喷水工况的碳氢排放可降低 40%; NO_x 排在试验喷施提前角范围内随喷水时刻的延后先降低后增高, 上止点时刻达到最低值。

(3) 喷入缸内的高温水汽化吸热, 在控制反应速率的同时利用燃烧放热膨胀并推动活塞做功, 拓宽了示功图的有效面积, 在本次试验条件下可将循环热效率提高 6.3%。

参考文献:

- [1] Holloway S. An overview of the underground disposal of carbon dioxide [J]. *Energy Conservation and Management*, 1997, 38 (S):193.
- [2] Tan Y W, Douglas A M, Thambimuthu V K. CO_2 capture using oxygen enhanced combustion strategies for natural gas power plants [J]. *Fuel*, 2002, 81: 1007.
- [3] Hjartstam S, Andersson K, Johnsson F, et al. Combustion characteristics of lignite-fired oxy-fuel flames [J]. *Fuel*, 2009, 88:2216.
- [4] Fiashchi D. Performance of an oxy-fuel combustion CO_2 power cycle including blade cooling [J]. *Energy*, 2009, 34:2240.
- [5] Bilger R W. Zero release combustion technologies and the oxygen economy [C] // Fifth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment. Lisbon:[s. n.], 1999: 1039-1046.
- [6] Stanglmaier R H, Dingle D T, Stewart D W, et al. Cycle-controlled water injection for steady-state and transient emissions reduction from a heavy-duty diesel engine [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2008, 130:032801.
- [7] Boretta A, Osman A, Aris I. Direct injection of hydrogen, oxygen and water in a novel two stroke engine [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2011, 36: 10100.
- [8] Bilger R W, Zhijun Wu. Carbon capture for automobiles using internal combustion rankine cycle engines [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2009, 131:034502.
- [9] 吴志军, 于潇. 基于内燃机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.
WU Zhijun, YU Xiao. CO_2 capture automotive engine system based on internal combustion ranking cycle[J]. *Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition*, 2010, 40 (5): 1199.
- [10] 周龙保. 内燃机学 [M]. 3 版. 北京:机械工业出版社, 2010.
ZHOU Longbao. *Internal combustion engines* [M]. 3rd ed. Beijing: China Machine Press, 2010.
- [11] Borman L G, Ragland W K. *Combustion engineering* [M]. WCB/McGraw-Hill, Inc., 1998.