

基于光学单缸机的含水乙醇汽油直喷燃烧特性分析

石秀勇¹, 段毅菲¹, 马 骁^{2*}, 张 周², 康 杨¹, 廖延苏¹, 倪计民¹

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 清华大学汽车节能与安全国家重点实验室, 北京 100084)

摘 要: 含水乙醇与汽油混合能有效改善发动机的燃烧和排放性能, 而混合燃料的微观火焰发展能够揭示宏观表现的机理。该研究以此为切入点, 采用光学单缸发动机试验, 研究了不同喷油策略下, E10W (含水乙醇体积分数为 10%)、E20W (含水乙醇体积分数为 20%) 和 E100W (含水乙醇体积分数为 100%) 3 种含水乙醇汽油燃料的燃烧特性、火焰发展及碳烟生成特性。结果表明: 正常喷油时, 缸压峰值、放热率、火焰传播速度随含水乙醇比例的上升逐渐增大, 其中 E100W 相比 E10W 缸压峰值增加 10%, 燃烧相位提前 2 °CA, 火焰传播速度增加 15%, 燃烧持续期缩短, E100W 的循环变动相比 E10W 下降了 20%; 推迟喷油后, 燃烧相位相比正常喷油时大幅提前, 燃烧循环变动增大。火焰发展过程表明, 火焰亮度在火焰充满燃烧室以后达到最大, 前锋面向燃油湿壁量较高一侧偏置, 池火燃烧剧烈区域黄褐色火焰较多, 碳烟生成量较高。推迟喷油后缸内火焰分区现象明显, 燃烧不均匀现象加剧, 池火燃烧明显增多, 含水乙醇的添加使火焰传播更均匀, 剧烈燃烧池火区域减少, 碳烟相对含量可降低 90%。因此, 缸内直喷汽油机燃用含水乙醇与汽油的混合燃料, 可以有效改善发动机燃烧特性, 加快火焰传播速度, 减少碳烟生成量, 对提升直喷汽油机性能和改善颗粒物排放有较好的作用。

关键词: 发动机; 燃烧; 试验; 可视化; 含水乙醇; 缸内直喷汽油机; 碳烟

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2020.05.007

中图分类号: TK417

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2020)-05-0059-10

石秀勇, 段毅菲, 马 骁, 张 周, 康 杨, 廖延苏, 倪计民. 基于光学单缸机的含水乙醇汽油直喷燃烧特性分析[J]. 农业工程学报, 2020, 36(5): 59—68. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2020.05.007 http://www.tcsae.org

Shi Xiuyong, Duan Yifei, Ma Xiao, Zhang Zhou, Kang Yang, Liao Yansu, Ni Jimin. Analysis of direct injection combustion characteristics of hydrous ethanol gasoline based on optical single cylinder engine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2020, 36(5): 59—68. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2020.05.007 http://www.tcsae.org

0 引 言

汽油缸内直喷 (gasoline direct injection, GDI) 发动机凭借其燃油经济性高、瞬态响应快、热效率高等优势, 在世界范围内得到大规模应用^[1-2]。但研究表明 GDI 发动机的颗粒物排放比进气道喷射汽油机及带颗粒捕集器的柴油机要大幅增加^[3], 目前, 针对 GDI 发动机颗粒物排放形成原因及减排措施的研究逐渐增多。其中, 乙醇燃料由于自身含氧, 对碳烟排放有一定缓解作用, 理化特性也与汽油较为相似, 可直接应用于汽油机^[4-5], 能进一步提高燃烧效率、改善排放。含水乙醇由于省去了复杂的脱水环节, 具有更好的经济效益^[6]。

Turner 等^[7-8]通过试验研究发现乙醇汽油混合气中的氧含量提高, 乙醇层流火焰速度较高有助于缩短燃烧初始期, 加快燃烧速度, 提高燃烧稳定性和热效率。相关研究已表明乙醇除了作为替代燃料, 还可作为抗爆添加剂, 抑制发动机爆震^[9-11]。Ceviz 等^[12]研究了不同比

例 (0~20%) 的乙醇汽油燃烧过程的循环变动, 结果表明乙醇汽油有利于改善发动机的燃烧稳定性, 降低燃烧过程的循环变动率。Venugopal 等^[13]研究 E10 含水乙醇汽油和普通汽油在进气道喷射发动机上的燃烧与排放特性时发现, 部分负荷下由于 E10 含水乙醇汽油着火界限更宽, 循环变动率更低, 排气能量损失亦更小。大量研究显示乙醇的添加对碳烟排放有较好的缓解作用^[14], Maricq 等^[15]在直喷汽油机上研究发现, E20 汽油比纯汽油的颗粒物质量 (particulate mass, PM) 排放降低 20%, E32 比纯汽油的 PM 和颗粒物数量 (particulate number, PN) 排放降低 30%~45%。Iorio 等^[16]发现相比于纯汽油, 乙醇的含氧特性能够改善混合气分布, 提高燃烧效率, 促进碳烟的氧化, 进而降低了发动机的颗粒物排放。Costagliola 等^[17]对比了乙醇汽油和纯汽油的颗粒物排放, 结果表明乙醇汽油颗粒物总数量排放降低了 60%~90%, 粒径分布向小粒径方向移动。相关研究^[18-21]也表明乙醇的含氧特性对降低 HC 和 CO 排放也有积极作用。许沧粟等^[22]利用汽油机燃用乙醇汽油和普通汽油进行对比试验, 发现汽油机燃用 E10 乙醇汽油时动力性不会受较大影响, 并能改善碳烟和 CO 的排放; 何邦全等^[23]研究了不同比例的乙醇汽油对汽油机排放性能的影响, 结果表明随着混合燃料中乙醇含量的增加, HC 排放降低了 30%, 大负荷时 CO 排放有所改善, NO_x 排放在中、小负荷时改善较明显。从以上文献可以看出, 关于缸内直喷

收稿日期: 2019-10-08 修订日期: 2020-01-19

基金项目: 国家自然科学基金 (51506111), 上海市自然科学基金 (16ZR1438500)

作者简介: 石秀勇, 副教授, 博士, 研究方向为汽车发动机燃烧节能与排放控制。Email: shixy@tongji.edu.cn

*通信作者: 马 骁, 助理教授, 博士, 研究方向为发动机喷雾和燃烧光学诊断。Email: max@tsinghua.edu.cn

汽油机燃用含水乙醇汽油的研究主要是基于宏观特性^[24-26]对燃烧特性、动力性、经济性和排放特性进行讨论分析,很少从火焰发展和碳烟形成的微观角度展开分析。

随着高速摄影等相关技术的发展,发动机可视化技术,如光学发动机对实现缸内燃烧过程的可视化起到了重要推进作用^[27-28]。结合高速摄影与图像处理的方法,目前已经能够准确而全面地提取每个曲轴转角甚至更短时间间隔内发生的现象特征^[29],如火焰前锋面传播、火焰整体结构、火焰速度及循环波动性等。本文正是以此为切入点,通过光学发动机可视化技术全面分析含水乙醇的添加对缸内直喷汽油机宏观燃烧特性、微观火焰发展特性和碳烟生成过程的影响。

1 试验设备

光学发动机试验台架主要包括四气门喷雾引导式缸内直喷单缸发动机及相应附属控制系统,台架示意图如图 1 所示,主要测量设备为传感器和高速摄像机。光学发动机的缸径与冲程为 75 mm×89.2 mm,压缩比为 9.6,气缸为活动式圆筒型气缸,喷油器安装在进气门侧,活塞顶有石英玻璃视窗,在连杆下方安装有反光镜,可以观察缸内燃烧情况。光学发动机燃烧过程采用高速摄像机对火焰发展过程进行图像采集,试验相机为 PHOTRON 公司的 FASTCAM SA-X2 高速相机,相机最高拍摄帧率可达 1.08×10⁶ 帧/s,具有高度感光性能。试验过程中所用的高速相机的拍摄分辨率为 896×984,帧率为 14 400 帧/s,拍摄起始时刻由点火信号触发,每隔 0.5°CA 拍摄 1 次图像,每循环拍摄 150 张(曲轴转角间隔 75°CA),共拍摄 50 个循环,后续研究取 50 个循环的平均值进行分析。缸压和放热率传感器每隔 1°CA 测量一次缸压和放热率。

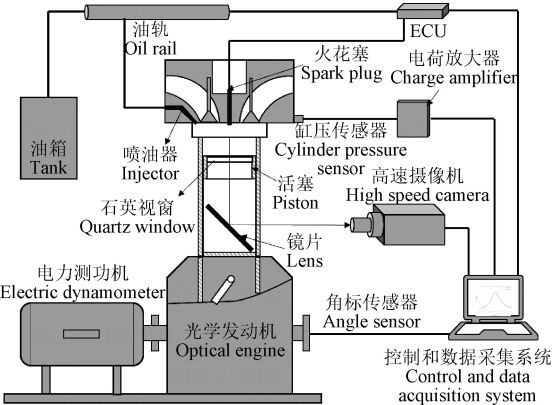


图 1 光学发动机试验台架
Fig.1 Optical engine test bench

2 试验方法

2.1 试验燃料

含水乙醇汽油光学发动机试验所需的燃料由市售 95#汽油 (E0) 和含水乙醇 (E100W, 乙醇含量 95%, 水含量 5%, 含量为体积分数) 配制而成。含水乙醇和汽油的理化性质如表 1 所示。试验燃料以 95#汽油为基础燃料,在环境温度为 25℃的条件下分别掺混体积分数为 10%、

20% 的含水乙醇,制备成含水乙醇汽油 E10W 和 E20W,并与体积分数为 100% 的纯含水乙醇 E100W 共同进行试验。

表 2 含水乙醇和汽油的理化性质
Table 2 Physicochemical properties of hydrous ethanol and gasoline

项目 Items	含水乙醇 Hydrous ethanol	汽油 Gasoline
理论空燃比 Stoichiometric air-fuel ratio	8.70	14.7
含碳体积分数 Carbon content/%	50.59	85~88
含氢体积分数 Hydrogen content/%	12.98	12~15
含氧体积分数 Oxygen content/%	36.42	0
辛烷值 RON	106	90~97
低热值 Low heat value/(MJ·kg ⁻¹)	25	43.5
汽化潜热 Latent heat of vaporization/(kJ·kg ⁻¹)	992	310
自燃温度 Auto-ignition temperature/°C	420	220~260
层流火焰速度 Laminar flame speed/(m·s ⁻¹)	0.42	~0.33
饱和蒸汽压 Saturated vapor pressure/kPa	29	45~100

2.2 试验工况

参照相关国家标准^[30],为使试验内容更具代表性,设置试验转速 $n=1\,200\text{ r/min}$,负荷条件指示平均有效压力 (IMEP, indicated mean effective pressure) 为 0.4 和 0.46 MPa。各试验工况下保持点火时刻不变,点火提前角为 -20°CA (文中规定压缩上止点为 0°CA),过量空气系数为 1,不同的 IMEP 对应不同的喷油策略,其中均质模式下采用正常喷油,喷油时刻 (SOI, start of injection) 为 -280°CA,分层模式采用晚喷策略,SOI=-90°CA。试验中由于燃料组分的不同导致混合燃料热值不同,为保证燃用 3 种不同燃料时 IMEP 相同,3 种燃料燃烧试验的进气量有所不同,为确保过量空气系数恒等于 1,3 种燃料的喷油量不同,不同负荷下 3 种燃料的喷油脉宽如表 2 所示。

表 2 不同负荷下混合燃料的喷油脉宽
Table 2 Injection pulse width of blended fuels under different loads

IMEP/MPa	E10W	E20W	E100W
0.4	1 680	1 700	2 760
0.46	2 080	2 100	3 250

注: IMEP 为指示平均有效压力, MPa。
Note: IMEP is the indicated mean effective pressure, MPa.

为了深入研究含水乙醇汽油的燃烧过程,从燃烧瞬态过程的角度,利用可视化的试验方法开展光学单缸发动机试验,以更加直观的方式描述含水乙醇汽油对 GDI 发动机燃烧特性的影响。试验设备准备就绪后,均匀平稳的增加倒拖速度至试验转速工况,同步控制系统发出指令,进行喷油和点火等动作;控制数据采集设备、高速相机、喷油、点火等各系统同步工作,进行缸压、燃烧图像等试验数据的采集,当高速相机拍摄达到预设循环数后自动停止拍摄;试验数据采集完毕后,均匀的减小发动机转速至零,存储拍摄图像和缸压、放热率等数据。通过对试验数据的处理,分析含水乙醇的添加对直喷发动机瞬态燃烧过程和碳烟生成的影响。

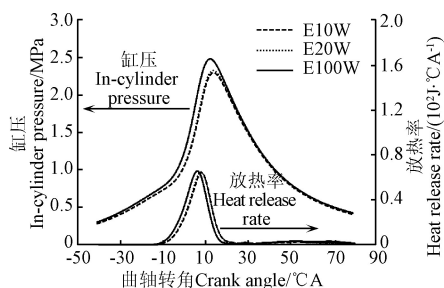
3 试验结果与分析

3.1 不同比例含水乙醇汽油的燃烧特性分析

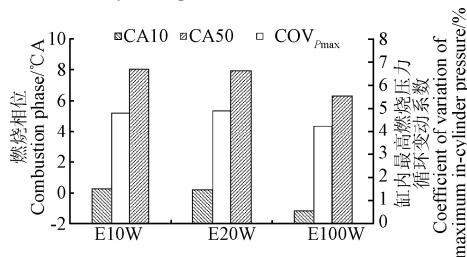
均质模式 (SOI=-280 °CA) 下 3 种燃料 E10W、E20W 和 E100W 的燃烧特性如图 2 所示。其中, 缸内燃烧循环变动^[31]以缸内最高燃烧压力为代表, 选用缸压峰值的循环变动率 $COV_{P_{max}}$ 作为评价标准, 计算公式为

$$COV_{P_{max}} = \frac{\sigma_{P_{max}}}{\bar{P}_{max}} \times 100\% \quad (1)$$

式中 \bar{P}_{max} 和 $\sigma_{P_{max}}$ 分别为缸压峰值的平均值和标准差 (本文取 50 个试验循环), MPa; $COV_{P_{max}}$ 为缸内最高燃烧压力循环变动系数, %。



a. 缸压与放热率
a. In-cylinder pressure and heat release rate



b. 燃烧相位与缸压峰值循环变动系数
b. Combustion phase and coefficient of variation of in-cylinder pressure peak

注: 均质模式, 喷油时刻为 -280 °CA, 转速为 1 200 r·min⁻¹, 指示平均有效压力为 0.4 MPa。CA10 为发动机累积放热率达到 10% 时的曲轴转角; CA50 为发动机累积放热率达到 50% 时的曲轴转角; $COV_{P_{max}}$ 为缸内最高燃烧压力循环变动系数; E10W 和 E20W 分别代表含水乙醇体积分数为 10% 和 20% 的含水乙醇汽油混合燃料; E100W 代表纯含水乙醇燃料。下同。

Note: Homogeneous mode, injection time is -280 °CA, engine speed is 1 200 r·min⁻¹, indicated mean effective pressure is 0.4 MPa. CA10 is the crank angle when the cumulative heat release rate of the engine reaches 10%; CA50 is the crank angle when the cumulative heat release rate of the engine reaches 50%. $COV_{P_{max}}$ is the cyclic variation coefficient of the highest combustion pressure in the cylinder. E10W and E20W represent hydrous ethanol gasoline blends with hydrous ethanol volume ratios of 10% and 20%, respectively, and E100W represents pure hydrous ethanol fuel. The same below.

图 2 正常喷油策略下 3 种燃料的燃烧特性

Fig.2 Combustion characteristics of three fuels under normal fuel injection strategy

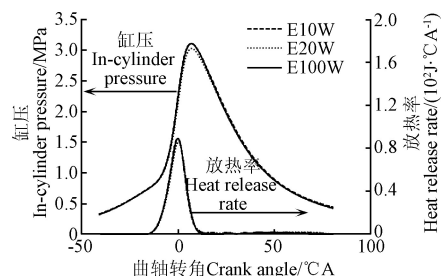
从图中可以看出, 随着含水乙醇掺混比的增加, E100W 的缸压峰值相比 E0 增加了 10%, 同时放热率峰值亦有增加, 放热速率加快, 峰值时刻逐渐提前, 燃烧过程提前, E100W 的变化更加明显。CA10 和 CA50 时刻随着含水乙醇比例的上升而减小, 燃烧相位提前 2 °CA, 燃烧持续期缩短。从燃烧过程的循环变动可以看出, E20W 比 E10W 的缸压峰值循环变动率略有增大, 而 E100W 的缸压峰值变动率相比前两者下降 20%, 表明

燃烧过程的循环变动随着乙醇掺混比的增大先增大而后减小。根据以上分析可知, 含水乙醇的火焰传播速度较快, 有助于改善混合燃料的燃烧特性, 同时含水乙醇的含氧特性能够进一步优化燃烧环境。二者同时作用使得初期燃烧过程的 CA10 峰值时刻提前, 较快的火焰发展有助于加快整个燃烧过程的进程, 最终实现 CA50 峰值时刻提前。

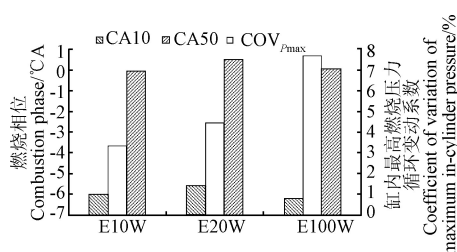
尽管含水乙醇的低热值比汽油小, 随着含水乙醇掺混比的增加, 整体放热量会降低, 但是含水乙醇含有大量的活性羟基 (OH 基), 能够缩短低温反应时间, 同时乙醇本身的含氧特性会使气缸内混合气变得稀薄, 在确保发动机燃烧稳定的情况下, 缸内相对稀薄的混合气的燃烧能提高热效率, 含水乙醇能提高火焰传播速度, 促进燃料燃烧, 从而使缸内压力上升速度加快, 因此含水乙醇掺混比的增加使得缸压及放热率峰值增加, 对应的曲轴转角提前。

而汽油和含水乙醇燃料特性的差异以及水分增加对燃烧稳定性造成不利影响, 导致 E20W 的燃烧循环变动比 E10W 略微增大, 但是纯含水乙醇 (E100W) 相比于含水乙醇汽油混合燃料含氧量大大增加, 燃烧稳定性更好, 在均质模式下缸内混合气均匀性较好, 同时受到乙醇燃料促进燃烧的影响, 燃烧等容度较高, 循环变动率会降低。

图 3 为 3 种燃料在分层混合气模式下的缸内燃烧变动情况。



a. 缸压与放热率
a. In-cylinder pressure and heat release rate



b. 燃烧相位与缸压峰值循环变动系数
b. Combustion phase and coefficient of variation of in-cylinder pressure peak

注: 分层模式, 喷油时刻为 -90 °CA, 转速为 1 200 r·min⁻¹, 指示平均有效压力为 0.46 MPa。

Note: Stratified mode, the injection time is -90 °CA, the engine speed is 1 200 r·min⁻¹, the indicated mean effective pressure is 0.46 MPa.

图 3 晚喷策略下 3 种燃料的燃烧特性

Fig.3 Combustion characteristics of three fuels under the late injection strategy

从图 3 可以看出,相比于正常喷油下的均质混合气模式,通过推迟喷油产生分层混合气后的燃烧特性产生了明显的差异。正常喷油时 E100W 的缸压峰值相比 E10W 提高了 10%,晚喷后 E100W 与 E10W 的缸压峰值相差 5%,而且峰值时刻的偏差降低,这主要是由于负荷的增大增加了喷油量,并且推迟喷射会缩短缸内混合气的形成时间并产生分层现象,导致缸内混合气产生局部浓区,此时含水乙醇的含氧特性不再占优势,对于燃烧特性的改善作用降低,导致含水乙醇掺混比增大时缸压和放热率的变化不明显。

晚喷分层模式工况下,由于混合气形成时间较短,活塞上行使得活塞顶部油束碰壁概率增加,燃油湿壁量增加,混合气分布不均的分层现象也使得靠近火花塞附近区域的混合气较浓,使得点火后缸内核心区域燃烧较快,导致 CA10 和 CA50 的峰值时刻相比正常喷射条件下大幅提前。对于 E10W 和 E20W 混合燃料而言,含水乙醇掺混比的增加使得混合燃料的汽化潜热升高,缸内温度下降,燃料的蒸发和汽化速率略有降低,着火延迟期延长,导致 E20W 的燃烧相位相比 E10W 略有推迟;而 E100W 由于乙醇含量很高,含氧特性再一次起主导作用,使得混合气分布不均的影响相比 E10W 和 E20W 减弱,燃烧过程中的活性 OH 基对燃烧的促进作用更强^[32],因此 E100W 的燃烧相位相比 E20W 提前。但同时因为推迟喷油导致的混合气分层以及含水乙醇比例的升高带来的燃料中含水量上升等因素,使得火焰传播不均匀,燃烧不稳定性增强,最终表现为缸压峰值的循环变动率急剧增大至原来的 2 倍。

3.2 火焰发展与碳烟生成过程分析

3.2.1 缸内火焰图像处理

通过高速摄像机拍摄光学直喷发动机燃烧过程的图像,提取火焰发展状态、火焰半径和碳烟生成量等图像信息,对比分析不同配比的含水乙醇汽油燃烧瞬态过程的火焰特征与碳烟生成特性。试验选取 50 个循环的燃烧图像,为减少各种试验误差的不利影响,本文利用 MATLAB 软件的图像处理功能,首先对 50 个循环的图像照片作平均值,之后对均值图像进行去背景、降噪等处理,以获得清晰平滑的火焰轮廓图像,进而提取火焰面积和火焰传播速度数值。因为一般认为黄色火焰由碳烟炽光产生^[33],因此通过统计黄色火焰信号强度以反映碳烟浓度变化。具体操作流程如图 4 所示。

火焰传播速度的计算:将火焰近似看作球形,通过统计火焰发展过程中气缸横截面的火焰面积,计算对应时刻的火焰半径,火焰半径的变化速率即为火焰传播速度定义^[17],计算公式为

$$S = \frac{dr}{dt} = \frac{dA}{2\pi r dt} \quad (2)$$

式中 S 代表火焰传播速度, r 为火焰半径, A 为火焰面积。

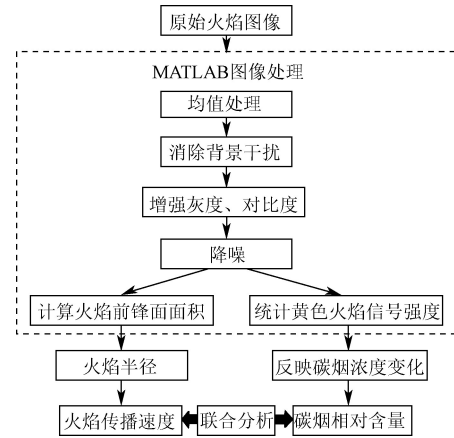


图 4 火焰图像处理方法

Fig.4 Flame image processing method

碳烟生成量:通过统计火焰图像中黄色火焰信号强度 I 来表征碳烟相对含量。通常直接拍摄得到的图片有 R、G、B 三个颜色通道,其中黄色火焰主要由 R 通道呈现,每张图片的黄色火焰信号强度计算公式为

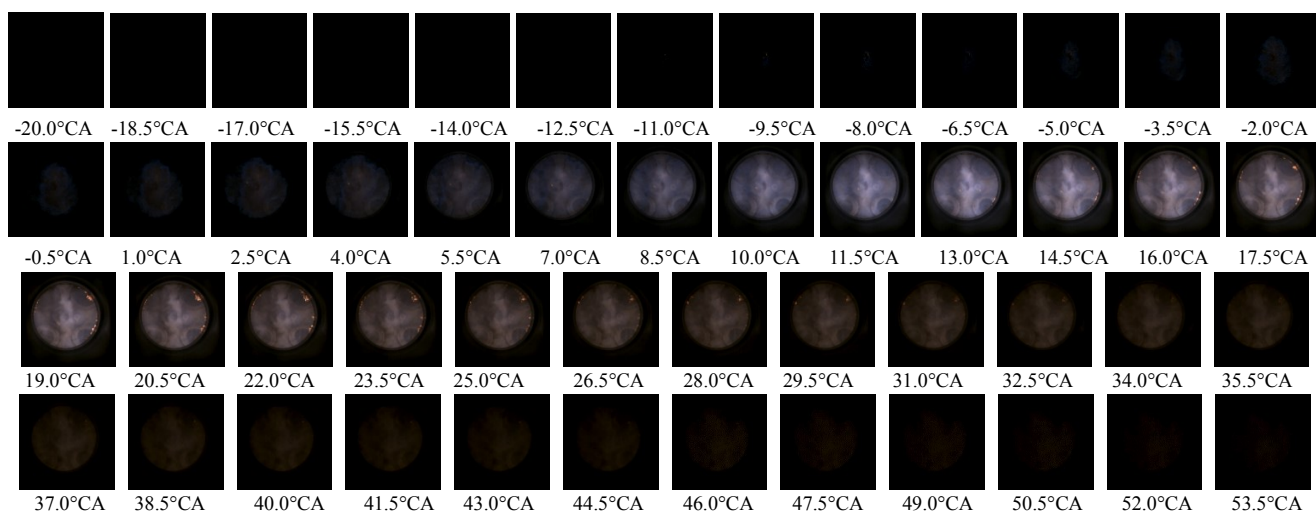
$$I = \frac{\sum_{i=1}^k R_i}{m} \quad (3)$$

式中 k 为带有黄色火焰的像素个数, R_i 为第 i 个黄色火焰像素的 R 通道灰度值, m 为火焰图像像素个数,为常值 (802816),最后将 50 个循环的黄色火焰信号强度 I 进行平均,得到平均黄色火焰信号强度。

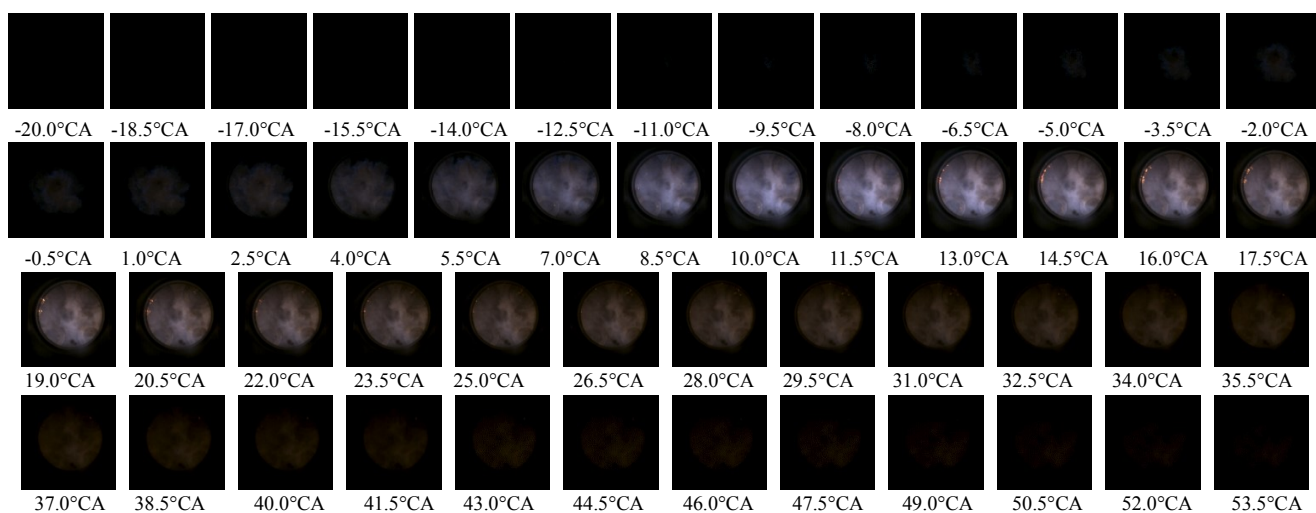
3.2.2 正常喷油策略下 3 种燃料的火焰发展过程

通过对比 3 种燃料在 IMEP=0.4 MPa、均质混合气模式下火焰的发展过程,分析不同含水乙醇掺混比对直喷发动机火焰发展特性的影响,试验结果如图 5 所示。

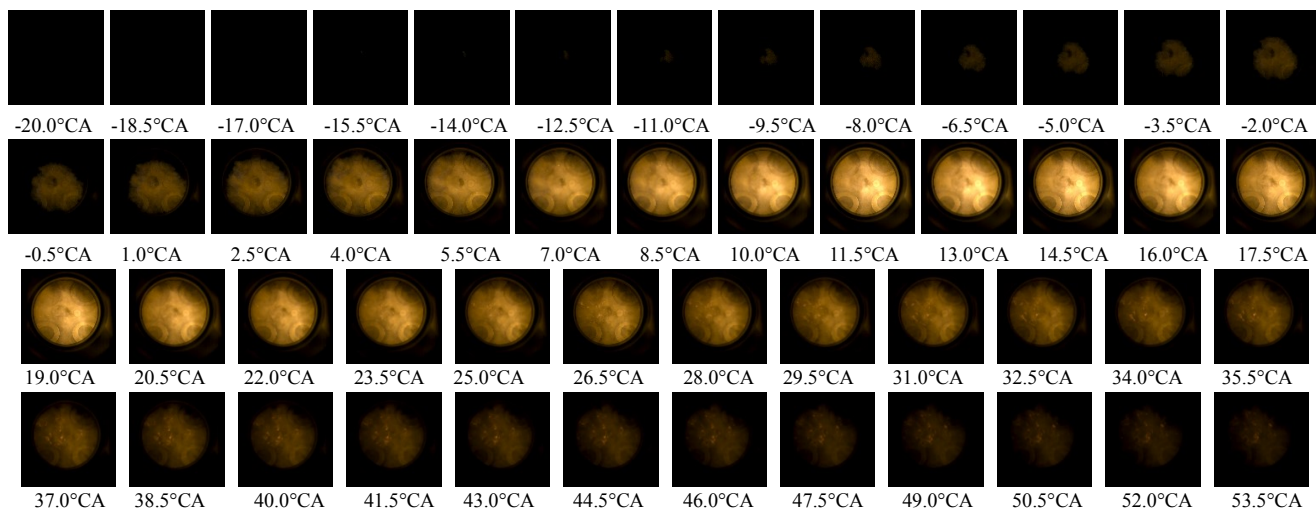
为清楚地看出缸内火焰发展态势,从经处理过的 150 张图片中选取 50 张 (相邻照片的曲轴转角间隔为 1.5 °CA) 展示整个燃烧过程的火焰发展变化情况,如图 5 所示。对比 3 种燃料火焰发展图像可知,不同燃料的火焰传播过程较为相似,燃烧开始后火花塞附近形成火核,火焰前锋面逐渐到达缸壁,燃烧温度逐渐达到最高,火焰亮度亦达到最大。燃烧过程火焰亮度都是先升高后降低,火焰传播过程前锋面呈不规则的弧形,并且会向燃油湿壁较多的一侧偏置,最大火焰亮度在火焰充满整个燃烧室之后出现。图 6 所示的火焰传播速度对比也较好地反映了此现象,火焰传播速度都是先增大后减小,燃烧初始时刻反应不够剧烈,火焰传播速度较慢,随着火核的形成以及火焰前锋面的扩大,燃烧速率加快;当部分火焰接触缸壁后速度降为 0,火焰前锋面的传播速度从峰值逐渐下降,火焰传播速度逐渐为 0 以后表面火焰已经充满整个燃烧室,燃烧过程进入平稳期。



a. E10W 的火焰发展
a. Flame development of E10W



b. E20W 的火焰发展
b. Flame development of E20W

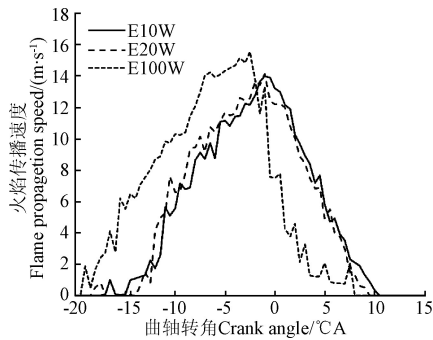


c. E100W 的火焰发展
c. Flame development of E100W

注：均质模式，喷油时刻为-280 °CA，转速为 1 200 r·min⁻¹，指示平均有效压力为 0.4 MPa。

Note: Homogeneous mode, the injection time is -280 °CA, the engine speed is 1 200 r/min, and the indicated mean effective pressure is 0.4 MPa.

图 5 正常喷油策略下不同燃料的火焰发展
Fig.5 Flame development of different fuels under normal fuel injection strategy



注：均质模式，喷油时刻为 -280°CA ，转速为 $1\,200\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ ，指示平均有效压力为 0.4 MPa 。

Note: Homogeneous mode, the injection time is -280°CA , the engine speed is $1\,200\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$, and the indicated mean effective pressure is 0.4 MPa .

图6 正常喷油策略下不同燃料的火焰传播速度

Fig. 6 Flame propagation speed of different fuels under normal fuel injection strategy

通过火焰发展图像和传播速度的对比可以看出，E10W 和 E20W 的燃烧前期火焰呈淡蓝色，亮度随火焰发展逐渐增大，E10W 和 E20W 的火焰在 10°CA 左右充满燃烧室，随后火焰亮度达到最大，进入燃烧后期后火焰亮度逐渐下降，在右侧缸壁附近观察到明显的池火燃烧现象，这也与火焰前锋面偏置方向一致。E20W 的火焰发展时刻比 E10W 略有提前，火焰传播速度相较 E10W 略快，整体过程差异不明显，E20W 的火焰燃烧亮度略有提高，主燃期更短，并且 E20W 的缸壁池火燃烧现象比 E10W 略有减少；E100W 燃烧过程火焰最为明亮，呈浅黄色，火焰传播速度明显较快，速度峰值相比 E10W 和 E20W 约提高 15%，在 7°CA 左右火焰已经充满燃烧室，相比 E10W 和 E20W 提前 3°CA ，燃烧后期 E100W 的缸壁油膜池火现象较少，但活塞顶面的池火现象比 E10W 和 E20W 高，池火亮度较低，分布均匀。

火焰发展对比结果表明，乙醇较快的燃烧速度和含氧特性对燃烧环境的改善，使得混合燃料随着含水乙醇比例的提高，火焰发展过程缩短，传播速度加快，火焰亮度逐渐增大，燃烧后期火焰消减速度加快，燃烧持续期缩短，燃烧相位提前。但含水乙醇中含水量的升高，对燃烧温度有所抑制，导致乙醇对燃烧速度加快的影响减弱。同时水分增多会影响喷雾质量和混合气的形成，也会对后续燃烧产生影响。壁面油膜池火燃烧现象也随掺混比升高而略有减少，分析认为喷雾碰壁现象的改善以及含氧特性使混合气局部浓区减少，燃烧过程更完全。火焰发展的对比分析也进一步验证了缸压和放热率等宏观燃烧特性的变化现象。

3.2.3 晚喷策略下 3 种燃料的碳烟含量对比

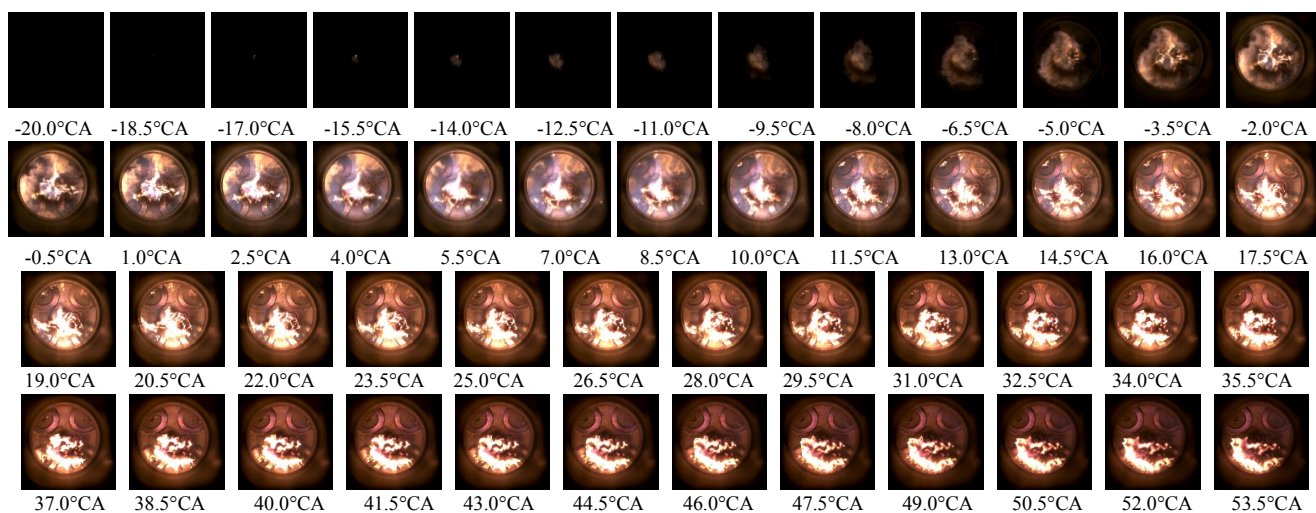
为了研究含水乙醇掺混比的不同对碳烟生成的影响，通过增大负荷 ($\text{IMEP}=0.46\text{ MPa}$) 和推迟喷油时刻 ($\text{SOI}=-90^{\circ}\text{CA}$) 使碳烟生成量显著增加，并统计黄色火焰信号强度来表征碳烟相对含量。图 7 为 3 种燃料在大负荷推迟喷油条件下的火焰发展情况。

图 7 中每相邻 2 张图像的曲轴转角间隔为 1.5°CA ，共计 50 张。从中可以看出，3 种燃料在分层模式下燃烧

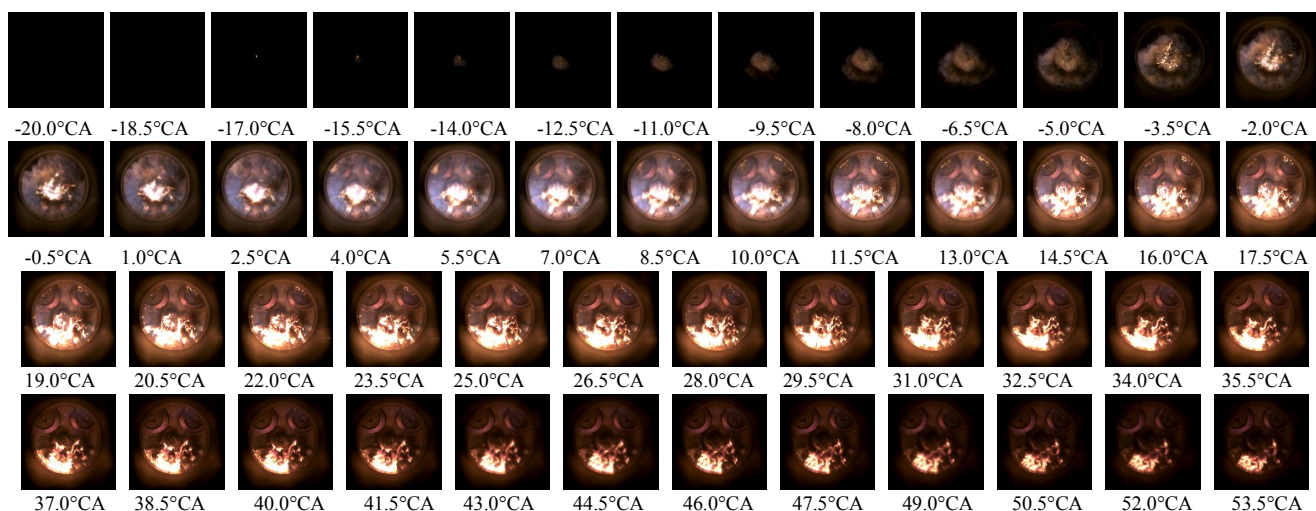
不均匀的分区现象明显，火焰发展过程更为剧烈，后期池火燃烧现象明显增多。观察 E10W 和 E20W 的火焰发展可以发现，在推迟喷油时刻后火焰呈 2 种分区状态，在混合气分布较为均匀的区域火焰发展较为平缓，火焰呈淡蓝色，以预混燃烧为主；而在壁面和活塞油膜较多区域，由于油膜蒸发使局部混合气过浓，池火燃烧现象更明显，以扩散燃烧为主，火焰亮度较高，呈黄褐色状态，并且可以观察到局部产生了碳烟。E20W 相比于 E10W 的淡蓝色火焰区域比例更高，池火燃烧现象略弱，后期火焰消减更快。观察 E100W 的火焰发展可以看出，在推迟喷射的条件下燃烧呈浅黄色火焰，火焰传播过程更为迅速，当火焰充满整个燃烧室后火焰分布比 E10W 和 E20W 更为均匀，分区现象也减弱，燃烧后期由于推迟喷射造成的活塞表面燃油湿壁量较多，活塞上的池火较多，但池火分布比 E10W 和 E20W 更加均匀，且 E100W 更高的氧碳比使得碳烟氧化作用增强，过浓区域碳烟生成量反而降低。

图 8 为分层模式下 3 种燃料的火焰传播速度和碳烟相对含量。由图 8 可知，3 种燃料燃烧相位差距不明显，E10W 的火焰传播速度峰值最高，相比正常喷油，火焰在上止点前已充满整个燃烧室，火焰速度波动较大，燃烧不稳定性增强。碳烟相对含量的对比表明含水乙醇比例升高会降低碳烟生成量，受燃烧温度较高等因素影响 E100W 的峰值碳烟相对含量高于 E10W 和 E20W，峰值时刻也因为燃烧相位的提前而提前，但是 E100W 的碳烟生成持续时间短，碳烟含量的下降速度更快。

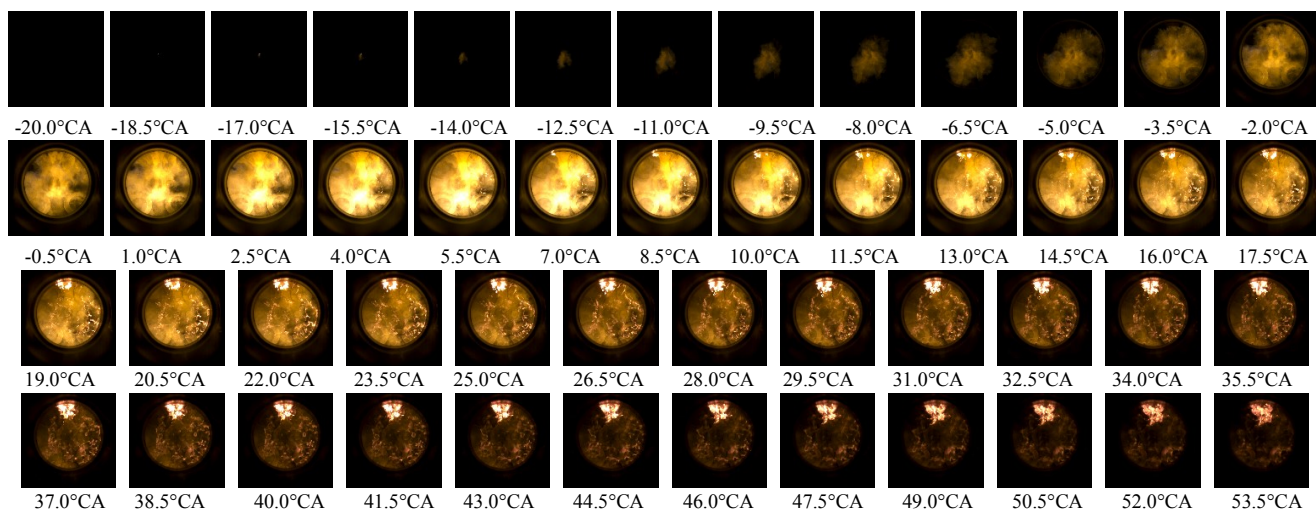
进一步分析可知，发动机负荷增大使得喷油量增加，推迟燃油喷射，活塞压缩上行过程中喷雾碰壁概率增加，混合气形成时间变短造成分布不均匀现象加剧，燃烧过程火焰传播不均匀。加之壁面油膜蒸发造成的池火燃烧会加剧这种现象，使得燃烧后期火焰产生明显的分区现象。含水乙醇掺混比例的提高会增加含氧成分，改善混合气当量比分布，减少局部浓区，加快燃烧速度，削弱了壁面油膜的池火燃烧现象，使得火焰传播更均匀，分区现象明显减少。由于负荷的升高和喷油时刻的推迟导致的混合气质量的下降使得燃烧过程不稳定，因此含水乙醇汽油火焰传播速度波动较大，并且 E10W 和 E20W 火焰分区和剧烈燃烧的影响使得火焰传播速度峰值高于 E100W。直喷发动机碳烟生成的主要原因是混合气局部浓区的不完全燃烧和壁面油膜的池火燃烧所产生，E100W 碳烟瞬时浓度峰值较高是因为其燃烧速率较快、反应剧烈，燃烧温度较高会使得燃油裂解速率加快导致碳烟瞬态浓度相对偏高，但其含氧组分浓度高，燃烧后期的氧化作用更强，使得其碳烟瞬时浓度下降速度加快，碳烟相对含量较 E10W 和 E20W 降低 90% 之多。E20W 比 E10W 碳烟相对含量较高是由于混合燃料在分层模式下燃油碰壁概率增加，混合气不均匀，燃烧过程火焰分区明显，使得乙醇对燃烧的改善作用不够明显，同时含水乙醇在混合燃料中比例升高会增加含水量，影响喷雾效果以及燃烧效率。综合以上分析，通过控制合适的掺混比和喷油策略等条件，含水乙醇汽油能够有效改善直喷汽油机的碳烟排放。



a. E10W 火焰发展
a. Flame development of E10W



b. E20W 火焰发展
b. Flame development of E20W



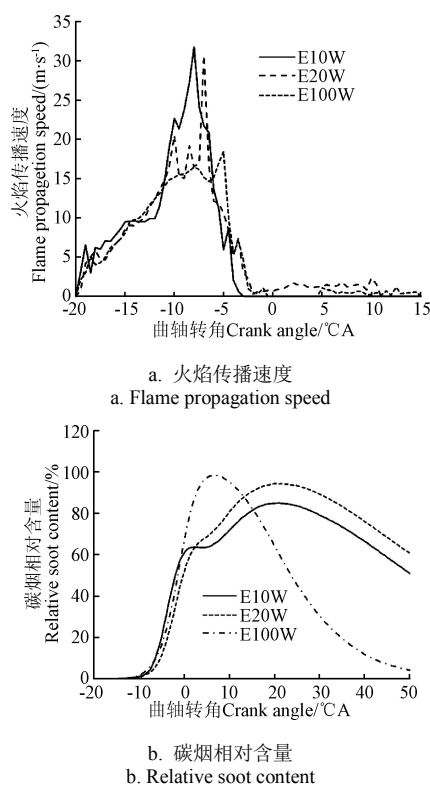
c. E100W 火焰发展
c. Flame development of E100W

注：分层模式，喷油时刻为 -90°CA ，转速为 $1\,200\,\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ ，指示平均有效压力为 $0.46\,\text{MPa}$ 。

Note: Stratified mode, the injection time is -90°CA , the engine speed is $1200\,\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$, the indicated mean effective pressure is $0.46\,\text{MPa}$.

图 7 晚喷策略下不同燃料的火焰发展

Fig.7 Flame development of different fuels under the late injection strategy



注：分层模式，喷油时刻为 -90°CA ，转速为 $1200\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ ，指示平均有效压力为 0.46 MPa 。

Note: Stratified mode, the injection time is -90°CA , the engine speed is $1200\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$, the indicated mean effective pressure is 0.46 MPa .

图8 晚喷策略下不同燃料火焰传播速度与碳烟含量的变化

Fig.8 Variations of different fuel flame propagation speed and soot content under the late injection strategy

4 结 论

为了分析含水乙醇汽油燃烧过程火焰发展和碳烟生成的瞬态特性进行了光学单缸发动机试验，研究发现：

1) 随着含水乙醇比例的增加，燃烧相位提前，缸压峰值增大，火焰发展速度加快，E100W 相比 E10W 缸压峰值增大 10%，燃烧相位提前 2°CA ，火焰传播速度增加 15%，燃烧持续期缩短，推迟喷油后含水乙醇掺混比的增大对燃烧特性影响不明显，燃烧循环变动增大。

2) 火焰发展特性表明含水乙醇汽油的火焰亮度在火焰前锋面到达缸壁后达到最大，前峰面向混合气浓区偏置，与壁面池火区域一致，随着含水乙醇比例的增加池火燃烧现象减少。

3) 推迟喷油后缸内火焰分区现象明显，燃烧不均匀现象加剧，油膜池火燃烧明显增多，含水乙醇可以改善燃烧特性，使火焰传播更均匀，碳烟相对含量降低 90%。因此，在缸内直喷汽油机中添加适当比例的含水乙醇实现混合燃烧，可以在节约化石能源的同时改善直喷汽油机的燃烧和碳烟生成特性。

【参 考 文 献】

[1] 王坤. 直喷增压发动机的性能分析与优化[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2018.

Wang Kun. Performance Analysis and Optimization of TGDI

Engine[D]. Chongqing: Chongqing University of Technology, 2018. (in Chinese with English abstract)

[2] Potenza Marco, Marco Milanese, Arturo de Risi. Effect of injection strategies on particulate matter structures of a turbocharged GDI engine. *Fuel*, 2019, 237: 413–428.

[3] 方铁钢, 王利兵, 王志. 汽油直喷发动机的颗粒物排放研究综述 (英文) [J]. 汽车安全与节能学报, 2017, 8(3): 226–238.

Fang Tiegang, Wang Libing, Wang Zhi. Particulate matter emissions from gasoline direct injection engines: research review[J]. *Journal of Automotive Safety and Energy*, 2017, 8(3): 226–238. (in Chinese with English abstract)

[4] 刘岩磊, 孙岚, 张英鸽. 粒径小于 2.5 微米可吸入颗粒物的危害[J]. 国际药理学研究杂志, 2011, 38(6): 428–431.

Liu Yanlei, Sun Lan, Zhang Yingge. Hazards of inhalable particulates PM_{2.5} on human health[J]. *Journal of International Pharmaceutical Research*, 2011, 38(6): 428–431. (in Chinese with English abstract)

[5] 孙姣. GDI 汽油机燃用含水乙醇汽油的燃烧与排放特性研究[D]. 海口: 海南大学, 2015.

Sun Jiao. Study on the Combustion and Emission Characteristics of Gasoline Direct Injection Engine Fueled with Hydrous Ethanol Gasoline Blended Fuel[D]. Haikou: Hainan University, 2015. (in Chinese with English abstract)

[6] 张永光. 醇类燃料的发展及在我国的应用 (上) [J]. 节能与环保, 2003(12): 5–8.

Zhang Yongguang. Development and application of alcohol fuels in China (Part one)[J]. *Energy Conservation and Environmental Protection*, 2003(12): 5–8. (in Chinese with English abstract)

[7] Turner D, Xu H, Cracknell R F, et al. Combustion performance of bio-ethanol at various blend ratios in a gasoline direct injection engine[J]. *Fuel*, 2011, 90(5): 1999–2006.

[8] Park C, Choi Y, Kim C, et al. Performance and exhaust emission characteristics of a spark ignition engine using ethanol and ethanol-reformed gas[J]. *Fuel*, 2010, 89(8): 2118–2125.

[9] 张志进. 直喷汽油机废气再循环氛围下燃烧与排放特性研究[D]. 天津: 天津大学, 2014.

Zhang Zhijin. Combustion and Emission Characteristics of A Direct Injection Spark Ignition Engine with Exhaust Gas Recirculation[D]. Tianjin: Tianjin University, 2014. (in Chinese with English abstract)

[10] Varde K, Jones A, Knutsen A, et al. Exhaust emissions and energy release rates from a controlled spark ignition engine using ethanol blends[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2007, 221(8): 933–941.

[11] Caton P A, Hamilton L J, Cowart J S. An experimental and modeling investigation into the comparative knock and performance characteristics of E85, gasohol [E10] and regular unleaded gasoline [87(R+M)/2][J]. *Sae Technical*

- Papers, 2007.
- [12] Ceviz M A, Yüksel F. Effects of ethanol-unleaded gasoline blends on cyclic variability and emissions in an SI engine[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2005, 25(5): 917—925.
- [13] Venugopal T, Sharma A, Satapathy S, et al. Experimental study of hydrous ethanol gasoline blend (E10) in a four stroke port fuel - injected spark ignition engine[J]. *International Journal of Energy Research*, 2013, 37(6): 638—644.
- [14] Karavalakis G, Short D, Vu D, et al. The impact of ethanol and iso-butanol blends on gaseous and particulate emissions from two passenger cars equipped with spray-guided and wall-guided direct injection SI (spark ignition) engines[J]. *Energy*, 2015, 82: 168—179.
- [15] Maricq M M, Szenté J J, Jahr K. The impact of ethanol fuel blends on pm emissions from a light-duty GDI vehicle[J]. *Aerosol Sci and Tech*, 2012, 46(5): 576—583.
- [16] Iorio S D, Lazzaro M, Sementa P, et al. Particle size distributions from a di high performance si engine fuelled with gasoline-ethanol blended fuels[J]. *Sae Technical Papers*, 2011.
- [17] Costagliola M A, De Simio L, Iannaccone S, et al. Combustion efficiency and engine out emissions of a SI engine fueled with alcohol/gasoline blends[J]. *Applied Energy*, 2013, 111: 1162—1171.
- [18] De Melo T C C, Machado G B, Belchior C R P, et al. Hydrous ethanol-gasoline blends-combustion and emission investigations on a flex-fuel engine[J]. *Fuel*, 2012, 97: 796—804.
- [19] Hsieh W D, Chen R H, Wu T L, et al. Engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuels[J]. *Atmospheric Environment*, 2002, 36(3): 403—410.
- [20] 刘少华, 申立中, 叶年业, 等. E10 含水乙醇汽油对汽油机性能及排放的影响研究[J]. *内燃机工程*, 2012, 33(5): 46—51.
- Liu Shaohua, Shen Lizhong, Ye Nianye, et al. Research on effects of E10 hydrous ethanol gasoline blend on performance and emissions of gasoline engine[J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2012, 33(5): 46—51. (in Chinese with English abstract)
- [21] 许沧粟, 杜德兴. 含水乙醇在内燃机的应用研究[J]. *内燃机工程*, 2004, 25(4): 46—49.
- Xu Cangsu, Du Dexing. Study of water contended ethanol in IC engines[J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2004, 25(4): 46—49. (in Chinese with English abstract)
- [22] 许沧粟, 杜德兴. 汽油机燃用乙醇和含水乙醇与汽油的混合燃料的试验研究[J]. *太阳能学报*, 2005, 26(2): 253—257.
- Xu Cangsu, Du Dexing. Experiments of the gasoline engine fueled with blends of gasoline and ethanol or aquiferous ethanol[J]. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2005, 26(2): 253—257. (in Chinese with English abstract)
- [23] 何邦全, 闫小光, 王建昕, 等. 电喷汽油机燃用乙醇-汽油燃料的排放性能研究[J]. *内燃机学报*, 2002, 20(5): 399—402.
- He Bangquan, Yan Xiaoguang, Wang Jianxin, et al. A study on the emission characteristics of an efi engine with ethanol blended gasoline fuel[J]. *Transactions of CSICE*, 2002, 20(5): 399—402. (in Chinese with English abstract)
- [24] Bayraktar H. Theoretical investigation of flame propagation process in an SI engine running on gasoline-ethanol blends[J]. *Renewable Energy*, 2007, 32(5): 758—771.
- [25] Richard STONE, 陈龙飞, Nathan HINTON. 燃用乙醇、汽油混合物和含水乙醇的 GDI 发动机运行[J]. *汽车安全与节能学报*, 2012, 3(3): 257—264.
- Richard STONE, Chen Longfei, Nathan HINTON. GDI engine operation with ethanol/gasoline blends and aqueous ethanol[J]. *Journal of Automotive Safety and Energy*, 2012, 3(3): 257—264. (in Chinese with English abstract)
- [26] 陈男, 颜文胜, 陈泓, 等. E30w 含水乙醇汽油对电喷汽油机性能和排放的影响[J]. *小型内燃机与摩托车*, 2010, 39(5): 80—82.
- Chen Nan, Yan Wensheng, Chen Hong, et al. Effects of E30w hydrous gasoline ethanol on the performances and emissions of electric injection gasoline engine[J]. *Small Internal Combustion Engine and Motorcycle*, 2010, 39(5): 80—82. (in Chinese with English abstract)
- [27] Parag S, Raghavan V. Experimental investigation of burning rates of pure ethanol and ethanol blended fuels[J]. *Combustion & Flame*, 2009, 156(5): 997—1005.
- [28] Breaux B B, Acharya S. The effect of elevated water content on swirl-stabilized ethanol/air flames[J]. *Fuel*, 2013, 105(1): 90—102.
- [29] 尚勇, 何旭, 刘福水, 等. 燃烧光学可视化技术在内燃机测试中的应用研究[J]. *小型内燃机与车辆技术*, 2016, 45(5): 1—7.
- Shang Yong, He Xu, Wang Jianxin. Research on the application of combustion optical visualization technology in the test of internal combustion engine[J]. *Small Internal Combustion Engine and Vehicle Technique*, 2016, 45(5): 1—7. (in Chinese with English abstract)
- [30] 全国汽车标准化委员会. 汽车发动机性能试验方法: GB/T 18297-2001[S]. 北京: 国家质量技术监督局, 2001.
- [31] 周宝龙, 刘忠长, 高宗英. 内燃机学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010: 67—72.
- [32] 汪映, 白元启, 王鹏, 等. 高辛烷值组分对正庚烷着火燃烧特性的影响[J]. *西安交通大学学报*, 2018, 52(11): 30—36, 80.
- Wang Ying, Bai Yuanqi, Wang Peng, et al. Effects of high-octane components on the ignition characteristics of N-heptane[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(11): 30—36, 80. (in Chinese with English abstract)
- [33] Anna H, De A, Viola A. Detailed modeling of the molecular growth process in aromatic and aliphatic premixed flames[J]. *Energy & Fuels*, 2005, 19(1): 79—86.

Analysis of direct injection combustion characteristics of hydrous ethanol gasoline based on optical single cylinder engine

Shi Xiuyong¹, Duan Yifei¹, Ma Xiao^{2*}, Zhang Zhou², Kang Yang¹, Liao Yansu¹, Ni Jimin¹

(1. School of Automotive Studies, Tongji University Shanghai 201804, China;

2. State Key Laboratory of Automotive Energy Conservation and Safety, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: In recent years, gasoline direct injection (GDI) engines have been promoted worldwide by virtue of its advantages of economy and efficiency, but their particulate emissions are increased significantly compared to port fuel injection (PFI) engines. Ethanol has good research prospects due to its advantages such as high-octane number, low pollution and renewability. At the same time, ethanol has a certain effect on reducing particulate emissions from the engine. The existing research on the application of aqueous ethanol gasoline in GDI engine mainly focuses on the combustion and emission characteristics based on macroscopic characteristics, and there are few microscopic analysis of the flame development and soot formation. On basis of this, this paper studied the cylinder pressure, heat release rate and combustion phase of E10W (10% hydrous ethanol by volume ratio), E20W (20% hydrous ethanol by volume ratio) and E100W (pure hydrous ethanol) under different fuel injection strategies by optical single cylinder engine test, and analyzed the flame development and soot formation characteristics of the combustion process of hydrous ethanol gasoline. It was found that under the normal fuel injection strategy (start of injection, SOI=-280°CA), the peak value of cylinder pressure and heat release rate gradually increased with the increase of the proportion of hydrous ethanol, the cylinder pressure peak value of E100W increases by 10% compared to E10W, while the heat release rate did not increase significantly. The combustion phase angle advanced by 2°CA, the flame propagation speed increased by 15% and the combustion duration was shortened. The combustion coefficient of variation of E100W was 20% lower than that of the E10W and E20W. After delaying fuel injection (SOI=-90°CA), the change of the proportion of hydrous ethanol had no obvious effect on the combustion characteristics. The cylinder pressure peak value of E100W increased by 5%, the combustion phase was significantly advanced compared with the normal injection, and the combustion coefficient of variation increased to twice as much. The flame development characteristics showed that the flame brightness reached the maximum after the flame filled in the combustion chamber, and the flame front was biased toward the rich side of the mixture, which was consistent with the pool fire burning area on the wall. There were more yellow brown flames in the intense pool fire area, and the soot production was higher. Increasing the mixing ratio of the hydrous ethanol could accelerate the flame development speed. The time when E100W flame filled the combustion chamber was 3 ° CA ahead that of E10W and E20W, and the flame brightness increased. At the same time, after the fuel injection was delayed, the flame partitioning phenomenon in the cylinder was obvious, the uneven combustion phenomenon was intensified, and the combustion in the oil film pool was increased obviously. The addition of hydrous ethanol can improve the combustion characteristics, make the flame spread more uniform, reduce the area of pool fire burning intensely, and the relative content of soot can be reduced by 90%. Therefore, using a mixture of hydrous ethanol and gasoline as the fuel of GDI engines can effectively improve the combustion characteristics of the engine, accelerate the flame propagation speed and reduce the amount of soot, and have a better effect on improving the performance of GDI engines and reduce PM emissions.

Keywords: engines; combustion; experiment; visualization; hydrous ethanol; gasoline direct injection engine; soot