

乙醇汽油双燃料双喷射系统发动机燃油互换的对比研究

赵乐文, 裴毅强, 李翔

(天津大学 内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津, 300072)

摘要: 将 1 台 GDI(gasoline direct injection)增压发动机改装成乙醇汽油的双燃料双喷射系统发动机, 系统地对比研究 EPI+GDI(进气道喷射乙醇+缸内直喷汽油)和 EDI+GPI(缸内直喷乙醇+进气道喷射汽油) 2 种燃烧模式对提高发动机燃油经济性、降低气态常规排放和微粒排放的影响规律。研究表明: 当量比油耗 b_{ESFC} 随乙醇质量分数 $w_{ethanol}$ 的增加逐渐降低; 由于乙醇较高的汽化潜热对缸内直喷的充量冷却效果更好, EDI+GPI 燃烧模式的燃油经济性比 EPI+GDI 的好; 2 种燃烧模式的 HC 排放量均随 $w_{ethanol}$ 增加而减小; CO 排放量随着 $w_{ethanol}$ 增加先减小后增大, 但在转折点($w_{ethanol}=40\%$)前, EDI+GPI 燃烧模式的 CO 排放量大; 在转折点, EPI+GDI 的 CO 排放量大; EPI+GDI 燃烧模式的 NO_x 排放量随 $w_{ethanol}$ 的增加而增大, 而 EDI+GPI 的 NO_x 排放量呈现相反的趋势; 微粒粒径均随着 $w_{ethanol}$ 的增加逐渐降低, 乙醇良好的蒸发特性和较高的氧摩尔分数不仅抑制了微粒的生成, 而且促进了微粒的氧化; EDI+GPI 燃烧模式的微粒排放量明显比 EPI+GDI 的大。

关键词: 乙醇汽油双燃料; 双喷射系统; 燃油互换; 燃油经济性; 微粒排放; 气态常规排放

中图分类号: TK46⁺4

文献标志码: A

文章编号: 1672-7207(2018)05-1254-11

Comparative study on fuel swap for dual-fuel dual-injection system engine fueled with ethanol and gasoline

ZHAO Lewen, PEI Yiqiang, LI Xiang

(State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: The dual-fuel dual-injection system engine fueled with ethanol and gasoline was modified by a turbocharged GDI (gasoline direct injection) engine. The two combustion modes of EPI+GDI(ethanol port injection plus gasoline direct injection) and EDI+GPI (ethanol direct injection plus gasoline port injection) for improving engine fuel economy and reducing gaseous regulated emission and particle emissions were compared systematically. The results show that the equivalent specific fuel consumption b_{ESFC} reduces with the increase of mass fraction of ethanol $w_{ethanol}$. The fuel economy of EDI+GPI combustion mode is better than that of EPI+GDI, indicating a more efficient charge cooling effect attributable to the high latent heat of vaporization of ethanol by directly injecting into the cylinder. HC emission of the two combustion modes decreases with the increase of $w_{ethanol}$. CO emission decreases first and then increases with the increase of $w_{ethanol}$. What's more, CO emission of EDI+GPI combustion mode is higher than that of EPI+GDI before the turning point ($w_{ethanol}=40\%$), but CO emission of EPI+GDI becomes higher after the turning point. NO_x emission of EPI+GDI combustion mode increases with the increase of $w_{ethanol}$, while that of the EDI+GPI shows the opposite trend. Furthermore, the particle size gradually decreases with the increase of $w_{ethanol}$, because of the favorable evaporation and the high oxygen mole fraction of ethanol, which not only inhibits the formation of particles, but also promotes

收稿日期: 2017-05-23; 修回日期: 2017-06-30

基金项目(Foundation item): 国家科技支撑计划项目(2014BAG10B01) (Project(2014BAG10B01) supported by the National Key Technology R&D Program)

通信作者: 裴毅强, 博士, 副教授, 从事 GDI 发动机燃烧与排放控制研究; E-mail: peiyq@tju.edu.cn

the oxidation of the particles. The particle emission of EDI+GPI combustion mode is obviously higher than that of EPI+GDI.

Key words: ethanol gasoline dual-fuel; dual-injection system; fuel swap; fuel economy; particle emission; gaseous regulated emission

近年来, 节能减排的全球性问题促使各国出台了更严格的油耗和排放法规。欧盟要求 2020 年乘用车 CO₂ 排放量控制在 95 g/km; 中国规定乘用车平均燃料消耗量在 2020 年下降至 5 L/100 km, 到 2025 年, CO₂ 排放量达到 95 g/km 的标准, 而且欧 VI^[1]和国 V^[2]排放法规也对气态常规排放物(HC, CO, NO_x)、微粒数量($\leq 6.00 \times 10^{11}$ 个/km)和质量(≤ 4.5 g/km)进行了严格的限制。GDI(缸内直喷, gasoline direct injection)发动机因具有动力性强、经济性好、变工况响应快的优点已成为现阶段乘用车的主流, 但其普遍存在严重的燃油撞壁现象导致微粒排放较高。传统 PFI(进气道喷射, port fuel injection)发动机具有结构简单、碳烟排放少的优势。因此, 有必要采用 1 种新型的燃油喷射方式——双喷射系统, 即将进气道喷射(PFI)和缸内直喷(GDI)结合, 并能够根据发动机的运行工况实时改变 2 种喷射方式的燃油喷射比例, 为优化燃烧过程、降低排放提供可能。面对能源危机和环境污染的加剧, 替代燃料能够降低有害排放物和对石油燃料的依赖。乙醇作为 1 种常用的替代燃料, 其较高的氧摩尔分数、较高的 H 与 C 物质的量比和低硫摩尔分数能够促进燃料完全燃烧, 减小有害排放物; 其较高的汽化潜热(约为汽油的 2.25 倍)能够增强进气和压缩冲程的充量冷却作用, 提高充气效率; 其较高的层流火焰速度(约为汽油的 1.32 倍)能够加速燃烧过程, 提高发动机的热效率; 其较大的辛烷值(约为汽油的 1.10 倍)可增加发动机的压缩比, 提高抗爆性。由于乙醇的黏度较低, 能够更好地与空气混合, 改善混合气雾化质量, 且乙醇的自燃点高, 比汽油更安全, 方便运输。当前, 国内外对燃用乙醇或乙醇汽油混合燃料的火花点火式发动机的燃烧、节能、净化等方面有一定的研究。但由于不能根据发动机运行工况实时改变燃料的混合比例, 而且乙醇较高的汽化潜热和沸点会导致发动机冷启动困难^[3], 致使乙醇的优势无法充分发挥。与混合燃料相比, 双喷射系统能够更充分地发挥乙醇的优势。因此, 有必要采用乙醇汽油的双燃料双喷射系统, 在充分发挥乙醇优势、提高燃油经济性的同时, 利用双喷射系统优化燃烧过程, 进一步减少有害排放物。STEIN 等^[4]在 1 台 3.5 L 增压直喷发动机上加装进气道喷射系统, 并将发动机的压缩比提高至 12:1, 研究发现缸内

直喷 E85 燃料可以有效抑制爆震, 拓展负荷。DANIEL 等^[5]进行了缸内喷射甲醇或乙醇、进气道喷射汽油的双喷射系统的抗爆性研究, 结果表明高辛烷值的乙醇和甲醇减缓了爆震倾向, 同时降低了 HC 和 CO 的排放量。ZHUANG 等^[6]还分析了缸内直喷乙醇的喷射正时对抑制爆震效果的影响, 在进气门关闭后, 喷射乙醇可以提高抗爆性, 但是混合气质量下降, 导致燃烧效率较低和排放量较高; 而在进气门关闭之前, 喷射乙醇能够提高发动机的充气效率, 进而提高热效率。CATAPANO 等^[7-8]对比研究了燃用乙醇汽油的双喷射系统与缸内直喷同比例混合燃料对性能和有害物排放的影响, 结果表明与混合燃料相比, 双喷射系统能够提高发动机的热效率, 降低能量消耗率。DANIEL 等^[9]还发现与缸内直喷相比, 双喷射系统能够减小微粒的质量和平均直径, 但核态微粒数量增多。ZHUANG 等^[10]在 1 台改装为双喷射系统的单缸机上研究了缸内喷乙醇进气道喷射汽油对发动机性能的影响, 结果表明随着乙醇质量分数增加, 发动机具有更高的平均有效压力和更低的燃油消耗。综上所述, 国内外对乙醇汽油双燃料双喷射系统发动机的研究多趋向于利用乙醇特性抑制爆震、双燃料双喷射系统发动机与混合燃料发动机的性能对比等, 而对乙醇汽油双燃料双喷射系统发动机燃油互换的对比研究仍较少。因此, 本文作者系统而深入地对比研究 EPI+GDI(进气道喷射乙醇+缸内直喷汽油)和 EDI+GPI(缸内直喷乙醇+进气道喷射汽油)这 2 种燃烧模式的双燃料双喷射系统; 着重对比 2 种燃烧模式发动机的燃油经济性和气态常规排放物, 并对燃烧特性和微粒数量的粒径分布进行比较; 充分利用 2 种燃烧模式进一步发掘汽油机在节能减排方面的潜力, 以便为解决 GDI 发动机微粒排放的难题提供科学而有价值的理论和工程应用参考。

1 试验设备与流程

1.1 试验系统与设备

试验采用的双燃料双喷射系统发动机是由 1 台 2.0 L 增压缸内直喷汽油机改装而来的, 原 GDI 发动机技术参数见表 1。在原机基础上加装进气道多点喷

射系统,由独立的油箱、油泵、燃油分配管和 4 个喷油器供油;采用开放式 ECU 和进气道喷射系统进行实时通信,并与原机的喷射次序、曲轴信号和凸轮轴信号等实时同步;由标定软件控制进气道喷油器的喷射脉宽、喷射时刻等参数。原 GDI 喷射系统通过 ETAS 公司的 INCA 在线标定系统与原机开放式 ECU 实时通信并控制缸内喷油器。进气道喷射和缸内直喷的喷油比例可实现在线精确调节。试验台架系统如图 1 所示。

本试验测量缸压的设备是由 Kistler 2614CK1 光电编码器、AVL GH13Z 型火花塞式缸压传感器、Kistler 5018 电荷放大器和 AVL 641 燃烧分析仪等组成,用于采集和处理缸内燃烧数据;过量空气系数测

量采用 ETAS LA4 型 λ 分析仪;采用 2 台 AVL 731 油耗仪分别测量进气道喷射和缸内直喷的燃油流量;气态常规排放测量采用 Horiba MEXA-7100DEGR 排放分析仪;采用 Cambustion 公司的 DMS500 快速颗粒取样分析仪对微粒数量的粒径分布实时在线测量,其粒径测量范围为 5~1 000 nm,响应频率为 10 Hz,通过干燥空气对采集的发动机排气进行 2 级稀释,其中一、二级稀释比分别为 1:4 和 1:100,采样管温度为 100 °C。试验所用燃料(汽油、乙醇)的物理化学属性见表 2。

表 2 试验所用燃料属性

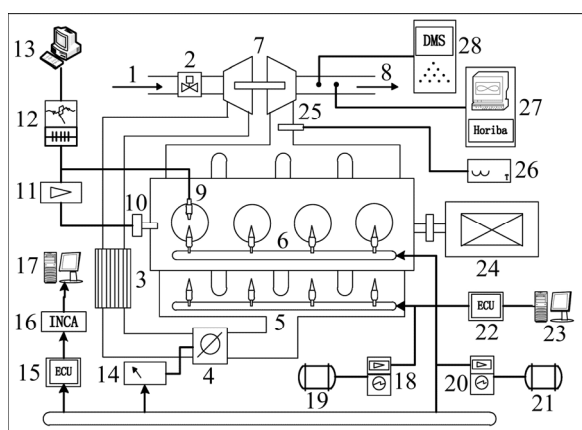
Table 2 Properties of tested fuel

属性	汽油	乙醇
化学式	C ₅ ~C ₁₁	C ₂ H ₅ OH
密度/(kg·m ⁻³)	744.6	790.0
化学计量空燃比	14.70	8.95
研究法辛烷值	95	107
氧原子质量分数/%	0	34.78
低热值/(kJ·g ⁻¹)	44.3	26.9
汽化潜热/(J·g ⁻¹)	373	840
层流火焰速度/(m·s ⁻¹)	0.38	0.50
沸点/°C	27~225	78

表 1 发动机技术参数

Table 1 Technical parameters of engine

项目	参数/值
类型	直列 4 缸、水冷汽油机
喷油方式	缸内直喷
进气方式	涡轮增压
排量/L	1.967
缸径×行程/(mm×mm)	82.5×92.0
压缩比	9.6:1.0
额定转速/(r·min ⁻¹)	5 500
最大扭矩/(N·m)	320



1—进气; 2—空气流量计; 3—中冷器; 4—节气门; 5—进气道喷射油轨; 6—缸内直喷油轨; 7—涡轮增压器; 8—排气; 9—缸压传感器; 10—角标; 11—电荷放大器; 12—燃烧分析仪; 13—计算机 1; 14—油门踏板; 15—原机开放式 ECU; 16—INCA 软件; 17—计算机 2; 18—进气道油耗仪; 19—进气道油箱; 20—缸内直喷油耗仪; 21—缸内直喷油箱; 22—进气道控制 ECU; 23—计算机 3; 24—测功机; 25—氧传感器; 26— λ 分析仪; 27—Horiba 排放仪; 28—DMS500。

图 1 试验台架系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of test bench system

1.2 试验流程

试验选取汽油机典型城市工况的 3 个常用转速 (1 500, 2 000 和 2 500 r/min) 以及具有代表性的中低负荷 (平均有效压力为 0.6 MPa)。由于乙醇较高的汽化潜热易导致发动机冷启动困难,所以,发动机先以汽油缸内直喷的方式热机,待冷却液温度和中冷后进气温度分别稳定在 (88±2) °C 和 (25±2) °C 之后,再进行 EPI+GDI 和 EDI+GPI 2 种燃烧模式的对比试验。无论进气道喷射乙醇还是缸内直喷乙醇,乙醇喷射质量分数 w_{ethanol} 的变化范围均为 0~100% (间隔 20%), w_{ethanol} 计算公式如下:

$$w_{\text{ethanol}} = \frac{m_{\text{ethanol}} \times H_{\text{ethanol}}}{m_{\text{gasoline}} \times H_{\text{gasoline}} + m_{\text{ethanol}} \times H_{\text{ethanol}}} \times 100\% \quad (1)$$

式中: m_{gasoline} 和 m_{ethanol} 分别为油耗仪测得的汽油和乙醇的燃油流量, kg/h; H_{gasoline} 和 H_{ethanol} 分别为汽油和乙醇的低热值, kJ/g。

所有试验工况均在化学计量空燃比条件下运行,将点火提前角调节到最大扭矩对应的最小点火提前角,即 MBT (minimal advance of best torque)。为最大限度发挥双燃料双喷射的优势,MBT 定义为调节点火

提前角至轻微爆震, 判断标准为爆震值小于或等于 1.5; 若未发生爆震, 则按照文献[11]中的方式调节点火提前角使 θ_{CA50} (即已燃燃料质量分数达到 50% 时对应的曲轴转角) 保持在压缩上止点后 $8^{\circ}\sim 10^{\circ}$ 。

进气道燃油分配管上的油压调节装置喷油压力能够稳定在 0.36 MPa; 缸内直喷喷油压力均采用原机的喷油压力(分别为 5.5, 5.5 和 6.0 MPa)。为保证油气混合时间充足和燃烧稳定, 进气道喷射和缸内直喷的喷油定时分别固定在压缩上止点后 305° 和压缩上止点前 300° 。为保证试验测量精度, 所有工况的数据采集均在发动机稳定运行 5 min 后进行, 连续采集 3 次油耗、燃烧(200 个循环)、气态常规排放和微粒排放(每次数据记录时间为 1 min)数据, 并求取平均值。

由于乙醇和汽油的低热值不同, 为更全面地评价乙醇汽油双燃料双喷射系统的燃油经济性, 引入比油耗 b_{BSFC} (brake specific fuel consumption)和当量比油耗 b_{ESFC} 。 b_{ESFC} 基于燃油能量评价燃油经济性, 即将乙醇的热量转化为由等热量汽油换算而来的有效燃油消耗率,

$$b_{ESFC} = \frac{m_{gasoline} + \frac{m_{ethanol} \times H_{ethanol}}{H_{gasoline}}}{p_e} \times 1000 \quad (2)$$

式中: p_e 为发动机的有效功率, kW; b_{ESFC} 为当量比油耗, g/(kW·h)。

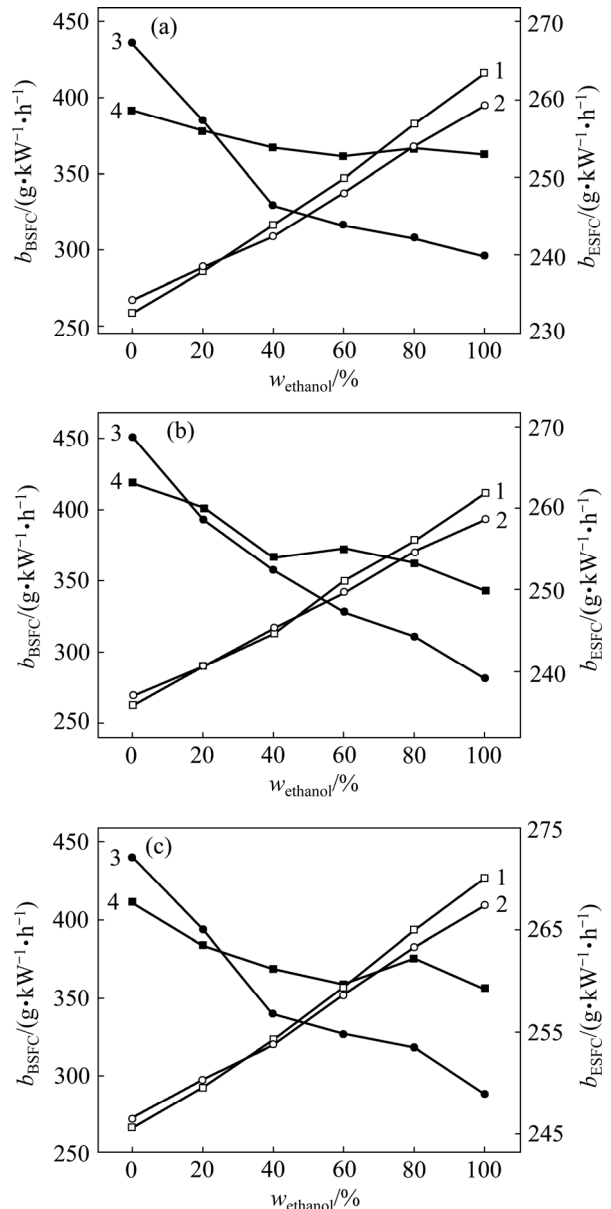
2 结果与讨论

2.1 燃油经济性

图 2 所示为基于燃油质量消耗的油耗 b_{BSFC} 和基于燃油能量消耗的当量比油耗 b_{ESFC} 的变化, 图 3 所示为燃烧特性分析结果。

由图 2 可知: 2 种燃烧模式的 b_{BSFC} 均随 $w_{ethanol}$ 的增加呈现线性增加的趋势。这是因为乙醇的低热值仅为汽油的 60.72%(表 2), 需要喷入更多乙醇来保持相同的发动机功率。而 b_{ESFC} 随 $w_{ethanol}$ 的增加而降低, 实现相同发动机功率输出需要的能量逐渐减少, 进而提高发动机的有效热效率。

随着 $w_{ethanol}$ 增加, b_{ESFC} 逐渐降低。一方面是因为乙醇较高的氧摩尔分数能够促进燃料的完全燃烧。与纯汽油相比, 在 2 种燃烧模式下, 当只燃烧乙醇时, 火焰发展期和燃烧持续期均明显缩短, 活塞和缸壁的传热损失减少^[12], 乙醇的层流火焰速度约为汽油的 1.3 倍, 有利于提高燃烧速率^[13], 改善发动机的燃油经济性。另一方面, 所有工况的点火提前角均调节到 MBT,



转速/(r·min⁻¹): (a) 1 500; (b) 2 000; (c) 2 500
1—EPI- b_{BSFC} ; 2—EDI- b_{BSFC} ; 3—EPI- b_{ESFC} ; 4—EDI- b_{ESFC} 。

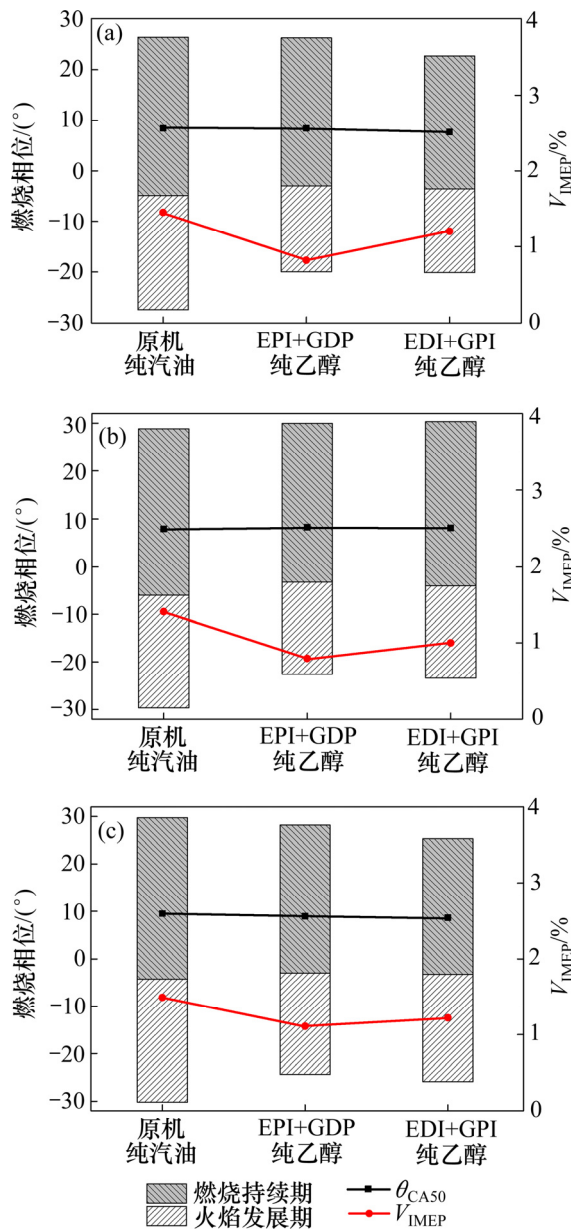
图 2 各工况 b_{BSFC} 和 b_{ESFC} 随 $w_{ethanol}$ 的变化

Fig. 2 Variations of b_{BSFC} and b_{ESFC} with $w_{ethanol}$ for each condition

θ_{CA50} 保持在压缩上止点后 $8^{\circ}\sim 10^{\circ}$, 优化了燃烧相位, 且平均指示压力变动系数 V_{IMEP} (coefficient of variation of IMEP)均在 3% 以下, 燃烧比较稳定。

b_{ESFC} 的降低可以用摩尔乘数效应(mole multiplier effect)^[14]来解释。每循环发动机中燃油混合物在膨胀行程作的功 W 越多, 摩尔乘数效应越强, 摩尔乘数效应表示为

$$W = \frac{n \times R \times T_1}{\gamma - 1} \times \left[1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma - 1} \right] \quad (3)$$



转速/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$): (a) 1 500; (b) 2 000; (c) 2 500

图 3 各工况的燃烧相位随 w_{ethanol} 的变化

Fig. 3 Variations of combustion phase with w_{ethanol} for each condition

式中: n 为燃烧物质的量; R 为通用气体常数; T_1 为膨胀行程中初始温度; γ 为定压比热容与定容比热容的比值; V_1 和 V_2 分别为膨胀行程中初始和最终的体积, 即发动机的余隙容积和排量。

在发动机的膨胀行程中, 假定 T_1 , V_1 和 V_2 均保持不变, w_{ethanol} 增加会增强摩尔乘数效应。一方面, w_{ethanol} 增加需要喷入更多质量的乙醇来维持相同的功率输出和化学计量空燃比, 而乙醇燃烧产生的气体物质的量的增量比汽油燃烧产生的增量多^[15], 即燃烧产

物的物质的量 n 随 w_{ethanol} 增加而增加, 更多燃烧产物在膨胀行程中转化为更多能量做功, 则 W 随着 w_{ethanol} 增加而增加。另一方面, 摩尔乘数效应表达式也是关于 γ 的公式, γ 越大, W 越大。标准状态下乙醇的 γ 比汽油的 γ 大, 因此, w_{ethanol} 增加提高了发动机的有效热效率。由此可见, EPI+GDI 的双燃料双喷射系统有助于改善发动机的燃油经济性。

从图 2 还可见: 各转速(1 500, 2 000 和 2 500 r/min) 最低 b_{ESFC} 均出现在 $w_{\text{ethanol}}=100\%$ 时, EPI+GDI 燃烧模式最低 b_{ESFC} 分别为 253.01, 249.85 和 259.39 $\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$, 与燃用纯汽油相比, 燃油经济性分别提高了 2.18%, 5.04% 和 3.14%。EDI+GPI 燃烧模式的最低 b_{ESFC} 分别为 239.98, 239.16 和 248.90 $\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$, 与燃用纯汽油相比, 燃油经济性分别提高了 10.21%, 11.53% 和 8.51%。

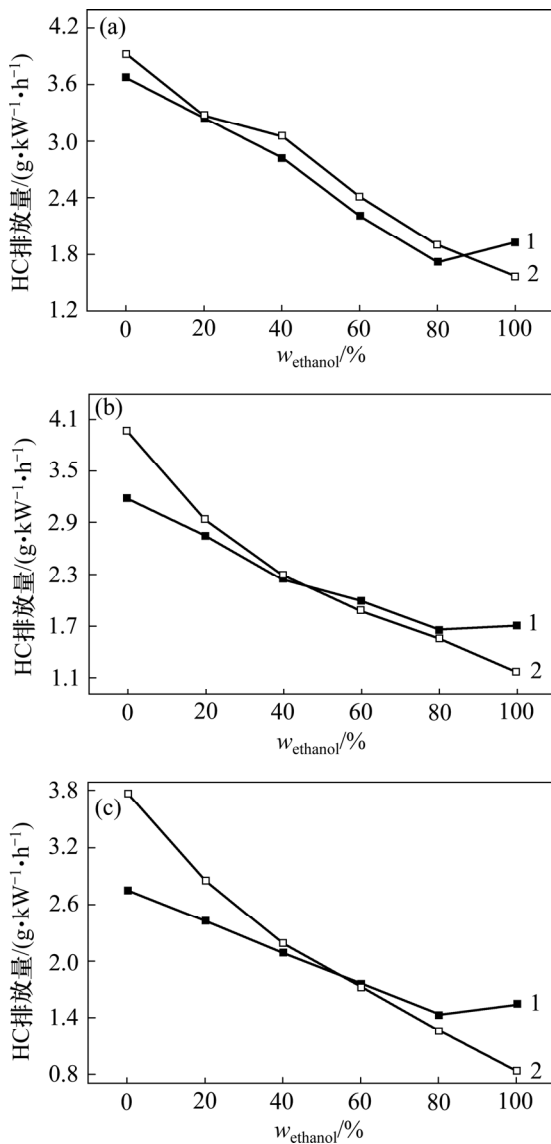
随乙醇质量分数的增加, EDI+GPI 比 EPI+GDI 的节油效果更加明显。这是因为乙醇较高的汽化潜热可以降低进气温度, 增大缸内充量密度, 与进气道喷射乙醇相比, 乙醇直喷到缸内的充量冷却作用更明显。从图 3 可以看出: EDI+GPI 燃用纯乙醇的火焰发展期和燃烧持续期均比 EPI+GDI 燃用纯乙醇的短, 更高的燃烧速率能够减少活塞和缸壁的热损失, 从而提高发动机的有效热效率。另外, 进气道喷油器较低的喷油压力使 EPI+GDI 燃用纯乙醇的喷射脉宽较长, 油气混合时间缩短, 混合气雾化质量恶化, 导致进气门附近出现池火现象^[16], 大量燃油聚集在进气门附近形成了燃油局部浓区, 不利于充分燃烧。

2.2 气态常规排放物

图 4 所示为各工况 HC 排放量随 w_{ethanol} 的变化。由图 4 可知: 2 种燃烧模式的 HC 排放量不受发动机转速影响, 均随 w_{ethanol} 增加而逐渐减少。乙醇较高的层流火焰速度加速了缸内燃烧过程, 较高的氧摩尔分数也增大了包括燃油局部浓区在内的混合气的氧摩尔分数, 而且其良好的蒸发特性有利于均质混合气的形成, 使燃烧更加充分, 从而减少 HC 排放量。

当 $w_{\text{ethanol}}=0\%$ 时, EDI+GPI 燃烧模式的 HC 排放量比 EPI+GDI 燃烧模式的大, 即进气道喷射纯汽油的 HC 排放量比缸内喷射纯汽油大; 当 $w_{\text{ethanol}}=100\%$ 时, EPI+GDI 燃烧模式的 HC 排放量比 EDI+GPI 燃烧模式的大, 即进气道喷射纯乙醇的 HC 排放量比缸内直喷纯乙醇的 HC 排放量大。

进气道喷油器将液态燃油直接喷射到进气门背面和进气口附近, 而且喷射压力低。当进气道喷射比例较大时, 喷射脉宽较长。表 3 所示为进气道喷射持续期相对进气门开启和关闭时的喷射角度。由表 3 可知:



转速/(r·min⁻¹): (a) 1 500; (b) 2 000; (c) 2 500
1—EPI+GDI; 2—EDI+GPI。

图 4 各工况 HC 排放量随 $w_{ethanol}$ 的变化

Fig. 4 Variations of HC emission with $w_{ethanol}$ for each condition

进气道的燃油喷射一部分发生于进气门关闭时, 当进气门开启时, 缸内燃烧气体的快速回流加速了燃油蒸发过程, 进气门和进气口表面的液态燃油以气态的形式进入缸内^[17]; 另一部分燃油在进气门开启后以液滴的形式跟随进气气流进入气缸, 其中大部分液态燃油与缸内的空气、燃油蒸汽和残余废气进行蒸发、混合, 在进气行程和压缩行程中形成可燃混合气。但是, 剩余的液态燃油特别是挥发性较差的重质化合物会残留在燃烧室中的淬熄层、缝隙区、润滑油膜和沉积物中, 然后在膨胀行程和排气行程中释放, 此时, 缸内

表 3 进气道喷射持续期相对进气门开启和关闭时的喷射角度

燃料	转速/ (r·min ⁻¹)	喷射持 续的曲 轴转角/ (°)	进气门关闭 时的喷射 角度/(°)	进气门开启 时的喷射 角度/(°)
纯乙醇	1 500	88	37	51
	2 000	116	37	79
	2 500	150	37	113
纯汽油	1 500	58	37	21
	2 000	77	37	40
	2 500	97	37	60

温度、压力和氧摩尔分数均较低, 燃油难以完全被氧化, 从而增加了 HC 排放量^[18]。

图 5 所示为各工况 CO 排放量随 $w_{ethanol}$ 的变化。由图 5 可知: 不同转速下 CO 排放量的变化趋势基本一致, 均随着 $w_{ethanol}$ 增加先减小后增大, 在转折点 ($w_{ethanol}=40\%$) 时的 CO 排放量最小。CO 是缸内不完全燃烧的产物。转折点前 CO 排放量随 $w_{ethanol}$ 增加而减小, 是因为乙醇较高的氧摩尔分数和较低的碳摩尔分数增加了混合气中的氧摩尔分数, 较高的层流火焰速度加速了燃烧过程, 使燃烧更充分, 抑制了 CO 的生成。但是, 转折点后进一步增加 $w_{ethanol}$ 虽然会增加混合气中的氧摩尔分数, 但也会导致池火现象^[16], 即 EDI+GPI 模式中燃油撞击到活塞和燃烧室壁面形成的局部过浓区和 EPI+GDI 模式中燃油聚集在进气门附近形成的燃油局部浓区, 导致 CO 排放量增大。同时, 转折点后的缸内最高温度(如图 6 所示)随 $w_{ethanol}$ 的增大而增大, 已成为燃烧产物的 CO₂ 在高温时产生热分解反应, 也会导致 CO 排放量增加。

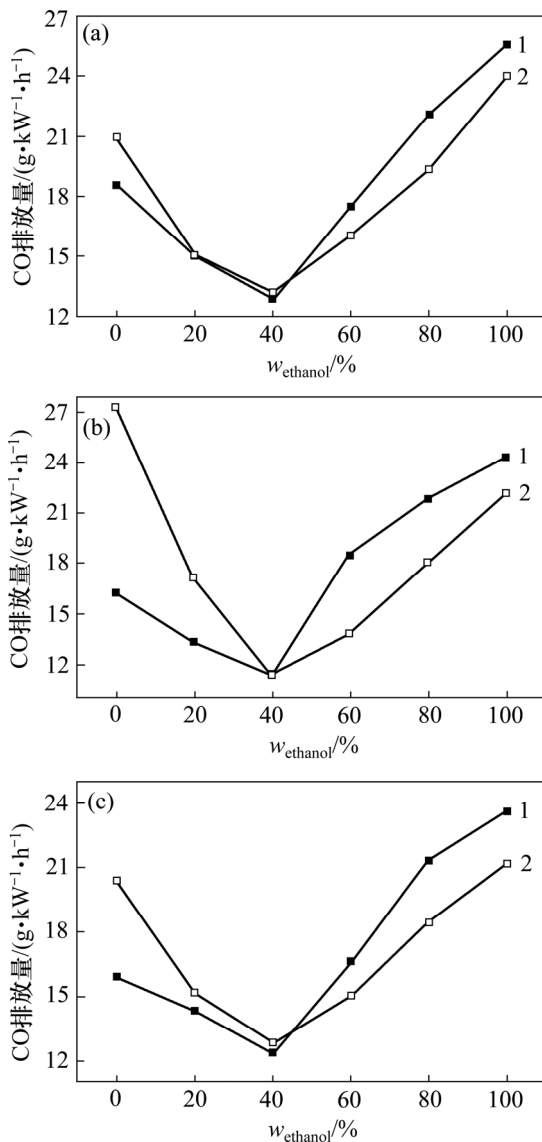
从图 5 还可以看出: 转折点前, EDI+GPI 燃烧模式的 CO 排放量比 EPI+GDI 的大; 转折点后, EPI+GDI 的 CO 排放量比 EDI+GPI 的大。无论进气道喷射乙醇还是汽油, 当进气道喷射燃料所占的比例较大时, 较低的喷射压力使喷射脉宽较长, 燃油撞击到进气门或进气口附近的壁面上, 且部分燃油在进气门开启后直接进入气缸, 油气蒸发雾化质量恶化, 导致 CO 生成量增加。

图 7 所示为各工况 NO_x 排放量随 $w_{ethanol}$ 的变化。由图 7 可知: EPI+GDI 和 EDI+GPI 燃烧模式下 NO_x 排放量的变化趋势相反, 但是各个转速的 NO_x 排放量

呈现相近的变化趋势。 NO_x 在稀混合气区的生成主要是温度起支配作用, 在浓混合气区主要是氧摩尔分数起支配作用^[8]。

EPI+GDI 燃烧模式的 NO_x 排放量随 w_{ethanol} 的增加呈现逐渐增大的趋势。原因是随着 w_{ethanol} 增加, 乙醇较高的氧摩尔分数增加了包括燃油浓区在内的混合气的氧摩尔分数, 从图 6(a)中可以看出较高的缸内温度和乙醇较高的氧摩尔分数增加了 NO_x 的生成量。

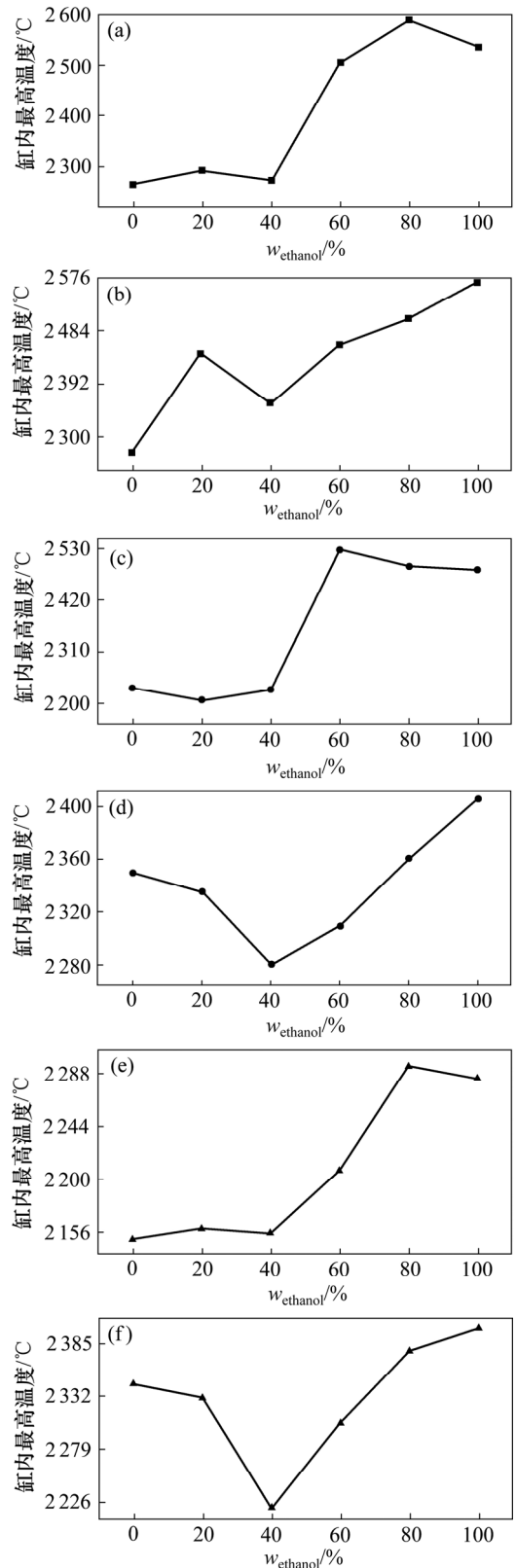
图 8 所示为各工况排气温度随 w_{ethanol} 的变化。由图 8 可知: EDI+GPI 燃烧模式的 NO_x 排放量随 w_{ethanol} 的增加呈现逐渐减小的趋势。因为随着 w_{ethanol} 的增加,



转速/(r·min⁻¹): (a) 1 500; (b) 2 000; (c) 2 500
1—EPI+GDI; 2—EDI+GPI。

图 5 各工况 CO 排放量随 w_{ethanol} 的变化

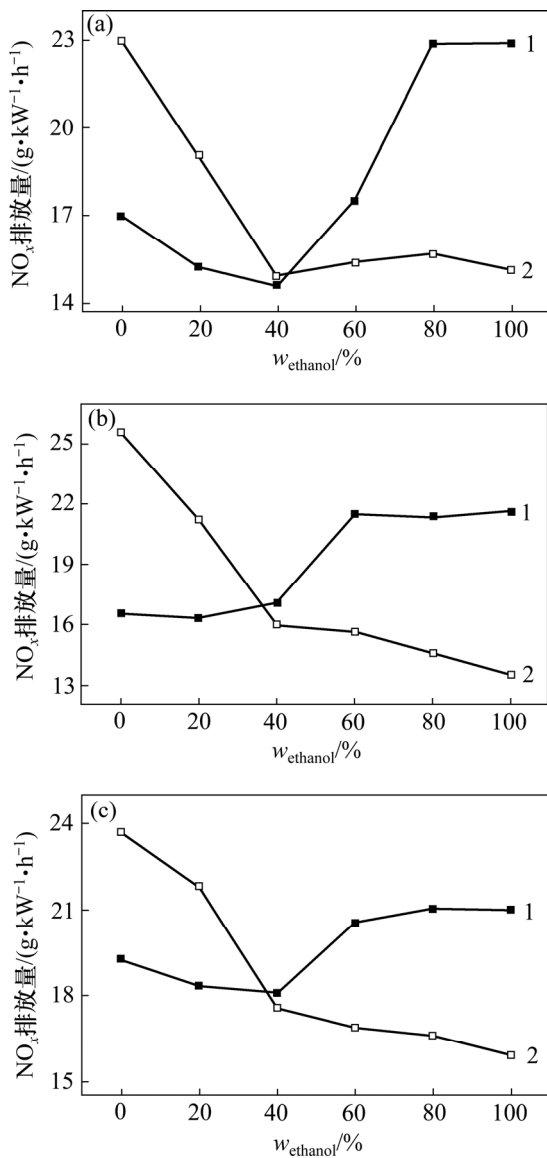
Fig. 5 Variations of CO emission with w_{ethanol} for each condition



(a) EPI+GDI, 2 500 r/min; (b) EDI+GPI, 2 500 r/min;
(c) EPI+GDI, 2 000 r/min; (d) EDI+GPI, 2 000 r/min;
(e) EPI+GDI, 1 500 r/min; (f) EDI+GPI, 1 500 r/min

图 6 各工况缸内最高温度随 w_{ethanol} 的变化

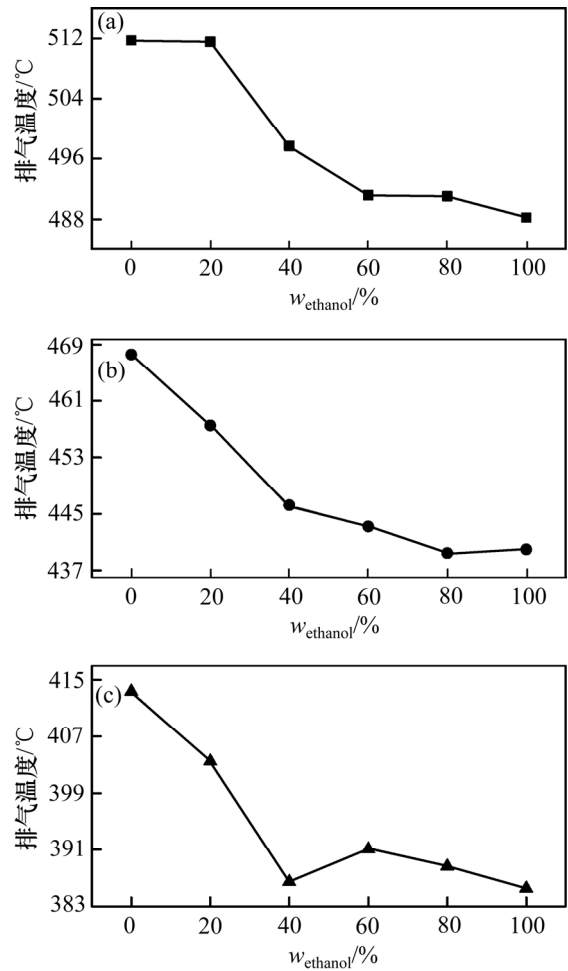
Fig. 6 Variations of maximal in-cylinder temperature with w_{ethanol} for each condition



转速/(r·min⁻¹): (a) 1 500; (b) 2 000; (c) 2 500
1—EPI+GDI; 2—EDI+GPI。

图 7 各工况 NO_x 排放量随 w_{ethanol} 的变化
Fig. 7 Variations of NO_x emission with w_{ethanol} for each condition

燃烧温度逐渐下降, 各转速的排气温度均随 w_{ethanol} 增大而降低。其原因有 2 个: 一是乙醇较高的汽化潜热降低了燃烧初期的充量温度, 且乙醇的低热值较小, 为维持发动机功率需要往气缸内喷入更多质量的乙醇, 进一步加强了缸内充量冷却作用; 二是乙醇燃烧产物中的 3 原子分子比汽油中的多^[19], 导致燃烧气体比热容增加, 进而降低了燃烧温度。另外, 由图 3 可知: 乙醇较高的层流火焰速度加速了燃烧过程, 缩短了燃烧持续期, 降低了高温持续时间, 进而抑制了 NO_x 的生成。



转速/(r·min⁻¹): (a) 1 500; (b) 2 000; (c) 2 500

图 8 各工况排气温度随 w_{ethanol} 的变化

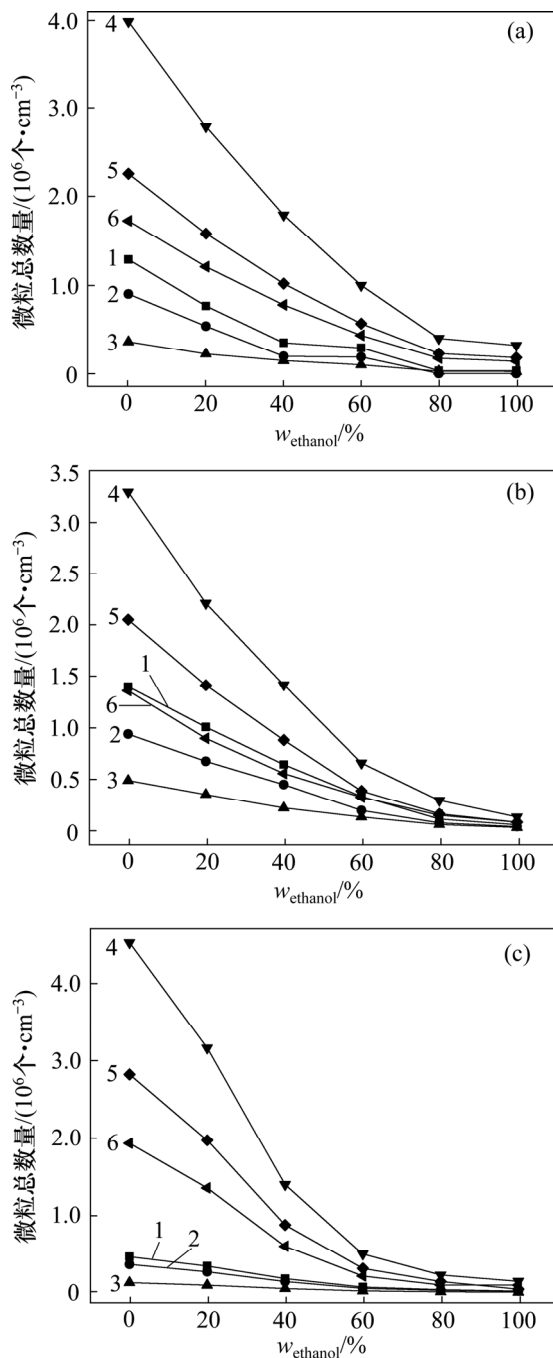
Fig. 8 Variations of exhaust temperature with w_{ethanol} for each condition

2.3 微粒排放特性

为了探究 EDI+GPI 和 EPI+GDI 双燃料双喷射系统的微粒排放特性, 研究微粒总数量和微粒粒径随乙醇质量分数变化的影响, 分别如图 9 和图 10 所示。

由图 9 可知: 各工况的微粒总数量均随 w_{ethanol} 的增加而逐渐降低。与燃用纯汽油(w_{ethanol}=0%)相比, EDI+GPI 燃烧模式下燃烧纯乙醇(w_{ethanol}=100%)时的微粒总数量分别降低了 94.7%, 96.5%和 95.1%; EPI+GDI 燃烧模式下燃烧纯乙醇(w_{ethanol}=100%)时的微粒总数量分别降低了 97.6%, 99.7%和 97.2%。在 w_{ethanol} 达到 60%~80%时, 逐渐接近 DMS500 微粒数量的最小测量极限。

微粒按照粒径分布主要分为核态微粒和积聚态微粒^[20-21]。核态微粒数量比积聚态微粒数量多且占主导地位, 当 EDI+GPI 燃烧模式下 w_{ethanol}=0%时, 3 个工



转速/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$): (a) 1 500; (b) 2 000; (c) 2 500

1—EPI+GDI 总数量; 2—EPI+GDI 核态数量; 3—EPI+GDI 积聚态数量; 4—EDI+GDI 总数量; 5—EDI+GDI 核态数量; 6—EDI+GDI 积聚态数量。

图 9 各工况微粒总数量随 w_{ethanol} 的变化

Fig. 9 Variations of total particle number with w_{ethanol} for each condition

况(1 500, 2 000, 2 500 r/min)的核态微粒分别占微粒总数量的 56.67%, 62.21%和 62.47%; 当 EPI+GDI 燃烧模式下 $w_{\text{ethanol}}=0\%$ 时, 各工况的核态微粒数量分别

约占微粒总数量的 69.84%, 67.10%和 78.44%, 但是两者均随乙醇质量分数的增加而逐渐降低。

从图 9 还可以看出: EDI+GPI 模式的微粒排放量明显比 EPI+GDI 模式的大。当乙醇质量分数较低时, EDI+GPI 燃烧模式主要采用喷油压力低、流量小的进气道喷射汽油(GPI)的方式, 导致喷射脉宽较长。部分燃油在进气门开启后直接进入气缸, 进气门附近形成了燃油局部浓区且液态燃油容易在进气门座上形成液态油膜, 油气混合质量恶化, 而且此时的 HC 排放量较大(图 4), 促进了 HC 等物质经成核现象形成核态微粒, 初级碳烟粒子通过团聚、吸附 HC 等物质形成积聚态微粒^[22]。因此, 当乙醇质量分数较小时, EDI+GPI 的微粒排放量比 EPI+GDI 的大。

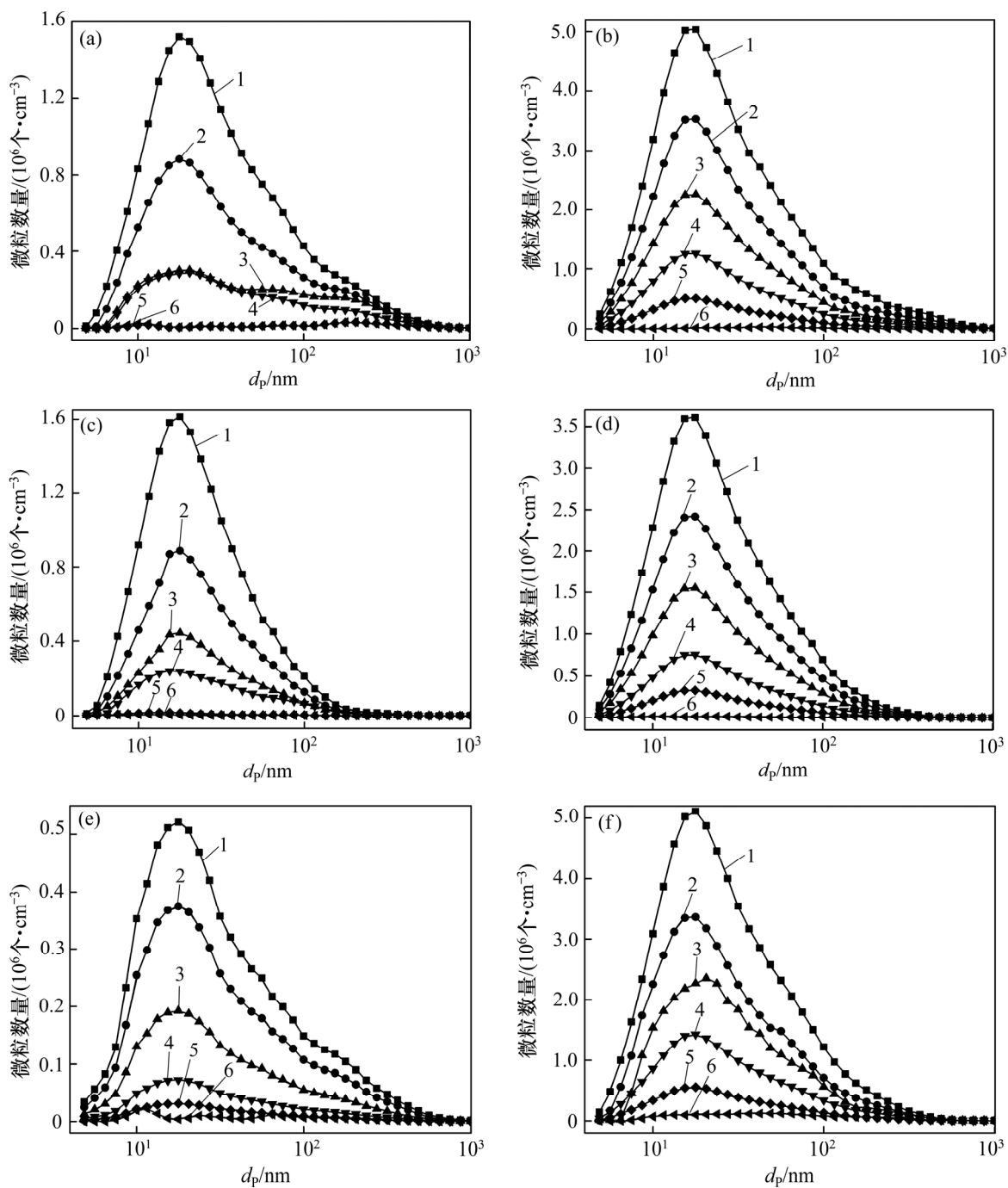
当乙醇质量分数较大时, EDI+GPI 燃烧模式主要采用喷射压力高、流量大的缸内直喷乙醇(EDI)的方式。相比缸内直喷汽油, 由于乙醇比汽油的热值低, 缸内的喷射脉宽增加, 油气混合时间缩短, 增加了燃油撞击活塞顶和燃烧室壁面的概率, 燃油雾化质量下降, 燃料燃烧不完全。因此, 当乙醇质量分数较大时, EDI+GPI 的微粒排放量比 EPI+GDI 的大。

图 10 所示为各工况微粒粒径随 w_{ethanol} 的变化。由图 10 可知: 各工况的微粒粒径均呈单峰分布, 粒径主要集中在 10~50 nm, 且各粒径的微粒数量均随 w_{ethanol} 的增加而逐渐减少。

乙醇良好的蒸发特性能够改善燃油蒸发, 促进均质混合气的形成, 使燃烧更加充分。 w_{ethanol} 增加能够降低 EPI+GDI 燃烧模式汽油撞击到活塞和缸壁造成燃油湿壁的概率, 可减小 EDI+GPI 大量汽油聚集在进气门附近形成池火现象^[16]的可能性。

在燃用乙醇汽油的双燃料双喷射系统中, 汽油中非极性烃类分子与极性乙醇分子间的氢键产生分子间的相互作用, 这些分子间的干扰允许各自的分子更容易摆脱液体成为蒸汽^[23], 乙醇与汽油混合后提高了汽油的蒸发速率。蒸汽压升高, 沸点降低, 液态物质更容易挥发。与汽油(汽油重质馏分沸点为 225 $^{\circ}\text{C}$, 见表 2)相比, 乙醇具有较高的蒸汽压和较低的沸点, 乙醇的添加增强了燃料的蒸发特性, 改善了混合气质量, 进而使微粒排放量减少。

乙醇较高的氧摩尔分数提高了燃油局部浓区的氧摩尔分数, 研究表明乙醇作为含氧化合物可通过抑制芳香烃前驱体的形成来降低微粒的生成^[20], 且乙醇燃烧生成的微粒比汽油燃烧生成的微粒更容易被氧化^[21], 即增强了微粒的氧化特性。乙醇的这些优良特性不仅能抑制微粒的生成, 而且能促进已生成微粒的氧化。因此, 微粒数量会随 w_{ethanol} 的增加而逐渐减少。



(a) EPI+GDI, 1 500 r/min; (b) EDI+GPI, 1 500 r/min; (c) EPI+GDI, 2 000 r/min; (d) EDI+GPI, 2 000 r/min;
 (e) EPI+GDI, 2 500 r/min; (f) EDI+GPI, 2 500 r/min
 $w_{\text{ethanol}}/\%$: 1—0; 2—20; 3—40; 4—60; 5—80; 6—100。

图 10 各工况微粒粒径 d_p 随 w_{ethanol} 的变化

Fig. 10 Variations of particle size d_p with w_{ethanol} for each condition

3 结论

1) b_{ESFC} 随 w_{ethanol} 的增加逐渐降低, 实现相同发动机功率输出需要的能量减少。由于乙醇较高的汽化潜

热, 对缸内直喷的充量冷却效果更好, EDI+GPI 比 EPI+GDI 燃烧模式节油效果更明显。

2) 2 种燃烧模式的 HC 排放量受发动机转速影响, 均随 w_{ethanol} 增加而减小。CO 排放量均随 w_{ethanol} 增加而先减小后增大。但在转折点前, EDI+GPI 燃烧模式的 CO 排放量较大; 在转折点后, EPI+GDI 的 CO 排

放量较大。EPI+GDI 燃烧模式的 NO_x 排放量随 w_{ethanol} 的增加而增大, 而 EDI+GPI 的 NO_x 排放量呈现相反的趋势。

3) 微粒的粒径均随着 w_{ethanol} 的增加而逐渐降低, 由于乙醇良好的蒸发特性和较高的氧摩尔分数不仅抑制了微粒的生成, 而且促进了微粒的氧化。EDI+GPI 燃烧模式的微粒排放量明显比 EPI+GDI 的微粒排放量。

参考文献:

- [1] Regulation (EC) No 715/2007, On type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information[S].
- [2] GB 18352.5—2013, 轻型汽车污染物排放限值及测量方法(中国第五阶段)[S].
GB 18352.5—2013, Limits and measurement methods for emissions from light-duty vehicles(China 5)[S].
- [3] CHEN R H, CHIANG L B, CHEN C N, et al. Cold-start emissions of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuel[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31(8/9): 1463–1467.
- [4] STEIN R A, HOUSE C J, LEONE T G. Optimal use of E85 in a turbocharged direct injection engine[R]. SAE Technical Paper, 2009: 2009-01-1490.
- [5] DANIEL R, WANG C, XU H, et al. Dual-injection as a knock mitigation strategy using pure ethanol and methanol[R]. SAE Technical Paper, 2012: 2012-01-1152.
- [6] ZHUANG Yuan, HONG Guang. Effects of direct injection timing of ethanol fuel on engine knock and lean burn in a port injection gasoline engine[J]. *Fuel*, 2014, 135(11): 27–37.
- [7] CATAPANO F, IORIO S D, SEMENTA P, et al. Effects of ethanol and gasoline blending and dual fueling on engine performance and emissions[R]. SAE Technical Paper, 2015: 2015-24-2490.
- [8] DANIEL R, XU H, WANG C, et al. Combustion performance of 2,5-dimethylfuran blends using dual-injection compared to direct-injection in a SI engine[J]. *Applied Energy*, 2012, 98(5): 59–68.
- [9] DANIEL R, XU H, WANG C, et al. Gaseous and particulate matter emissions of biofuel blends in dual-injection compared to direct-injection and port injection[J]. *Applied Energy*, 2013, 105(2): 252–261.
- [10] ZHUANG Yuan, HONG Guang. Investigation to leveraging effect of ethanol direct injection (EDI) in a gasoline port injection (GPI) engine[R]. SAE Technical Paper, 2013: 2013-01-1322.
- [11] COOPER J. Comparison between mapping MBT versus 50% mass fraction burn MBT[R]. Ford Motor Company Report, 1997.
- [12] NAKATA K, UTSUMI S, OTA A, et al. The effect of ethanol fuel on a spark ignition engine[R]. SAE Technical Paper, 2006: 2006-01-3380.
- [13] 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.
- [14] ZHUANG Yuan, HONG Guang. Primary investigation to leveraging effect of using ethanol fuel on reducing gasoline fuel consumption[J]. *Fuel*, 2013, 105(2): 425–431.
- [15] TANIGUCHI S, YOSHIDA K, TSUKASAKI Y. Feasibility study of ethanol applications to a direct injection gasoline engine[R]. SAE Technical Paper, 2007: 2007-01-2037.
- [16] CATAPANO F, IORIO S D, SEMENTA P, et al. Investigation of ethanol-gasoline dual fuel combustion on the performance and exhaust emissions of a small SI engine[R]. SAE Technical Paper, 2014: 2014-01-2620.
- [17] CHENG C O, CHENG W K, HEYWOOD J B, et al. Intake port phenomena in a spark-ignition engine at part load[R]. SAE Technical Paper, 1991: 912401.
- [18] YANG Jialin, KAISER E W, SIEGL W O, et al. Effects of port-injection timing and fuel droplet size on total and speciated exhaust hydrocarbon emissions[R]. SAE Technical Paper, 1993: 930711.
- [19] 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.
- [20] WU J T, SONG K H, LITZINGER T, et al. Reduction of PAH and soot in premixed ethylene-air flames by addition of ethanol[J]. *Combustion and Flame*, 2006, 144(4): 675–687.
- [21] WANG C M, XU H M, HERREROS J M, et al. Impact of fuel and injection system on particle emissions from a GDI engine[J]. *Applied Energy*, 2014, 132: 178–191.
- [22] LATTIMORE T, WANG C M, XU H M, et al. Investigation of EGR effect on combustion and PM emissions in a DISI engine[J]. *Applied Energy*, 2016, 161: 256–267.
- [23] JIAO Q, RA Y, REITZ R D. Modeling the influence of molecular interactions on the vaporization of multi-component fuel sprays[R]. SAE Technical Paper, 2011: 2011-01-0387.

(编辑 刘锦伟)