

内部 EGR 和燃料辛烷值对小负荷低温 燃烧的影响

王 健, 郑尊清, 王 浒, 王小峰
(天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津 300072)

摘 要: 将不同比例的正庚烷和异辛烷掺混得到 3 种不同辛烷值的混合燃料 PRF70、PRF80 和 PRF90, 在单缸直喷柴油机上研究了燃料辛烷值和基于排气门两次开启的内部 EGR 策略对高辛烷值燃料小负荷低温燃烧的影响. 结果表明, 小负荷工况(平均指示压力小于 0.3 MPa)下, 适当增大内部 EGR 率能提高缸内温度, 改善高辛烷值燃料的燃烧稳定性和 HC、CO 排放, 但内部 EGR 率过大时由于废气的稀释作用增强, 对高辛烷值燃料小负荷燃烧带来不利影响; 燃料辛烷值对高辛烷值燃料的燃烧有影响, 随着辛烷值增大, 着火始点推迟, 放热速率降低, HC 和 CO 排放升高, 燃烧稳定性下降. 通过采用合适的喷油时刻、内部 EGR 策略结合辛烷值优化能够实现高辛烷值燃料在小负荷工况的稳定燃烧.

关键词: 内部 EGR; 辛烷值; 小负荷; 燃烧; 排放

中图分类号: TK421

文献标志码: A

文章编号: 1006-8740(2017)04-0358-07

Effects of Internal EGR and Fuel Octane Number of Fuel on Low Temperature Combustion at Low Loads

Wang Jian, Zheng Zunqing, Wang Hu, Wang Xiaofeng
(State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: Three fuels with different octane number (70/80/90) obtained by blending iso-octane and heptane were tested on a single-cylinder diesel engine to investigate the effects of octane number and internal EGR achieved by 2-EVO strategy on low temperature combustion fuelled with high octane number fuel at low load. The results show that properly increasing internal EGR rate can increase the in-cylinder temperature, which in turn improves the combustion stability and reduce the HC and CO emissions. However, excessive internal EGR rate would bring adverse effects to combustion due to stronger dilution with more exhaust gas. Octane number significantly affects the combustion of high octane number fuel. As the octane number increases, delayed auto-ignition, reduced rate of heat release and increased HC and CO emissions are observed. Stable combustion can be achieved by adopting optimal injection timing and internal EGR strategy with suitable octane numbers at low loads.

Keywords: internal EGR; octane number; low load; combustion; emissions

采用高辛烷值、高挥发性的汽油类燃料实现压燃着火低温燃烧是目前低温燃烧研究的重要方向和热

点课题^[1-2]. 从燃料特性角度, 高辛烷值燃料能够明显延长滞燃期, 同时通常具有良好的挥发性, 有利于

收稿日期: 2016-09-28.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51576138).

作者简介: 王 健(1989—), 男, 硕士研究生, hustjohn@live.com.

通讯作者: 王 浒, 男, 博士, 副教授, wang_hu@tju.edu.cn.

促进混合气的形成. 但高辛烷值的燃料特性也带来了相应的问题. 尧命发等^[3]发现, 高辛烷值有利于燃料向大负荷工况拓展, 且在大负荷工况下热效率更高, 但同时随着辛烷值增高, 燃料的自燃着火和燃烧反应时刻推迟, 燃烧速率和效率降低, 缸内爆发压力和燃烧温度也降低, HC 和 CO 的排放升高. 吕兴才等^[4]研究表明, 随着燃料辛烷值增高, 燃烧稳定性逐渐变差, 各种燃烧参数和性能参数的循环变动系数增加, 且对于高辛烷值燃料来说更加显著. 为解决大负荷工况下压升率过高问题的同时保证稳定燃烧, 可采取对燃料特性^[5]和喷射策略^[6]进行优化的手段.

Solaka 等^[7]研究了小负荷条件下, 燃料化学特性(辛烷值)对汽油部分预混燃烧的性能和排放的影响. 研究表明, 适当降低燃料的辛烷值有利于小负荷极限向更低的负荷扩展. Manente 等^[8]在一台重型柴油机上对不同辛烷值汽油的着火极限进行了研究. 辛烷值低于 70 的燃料均可以在全负荷工况下稳定燃烧, 而随着燃料辛烷值的升高, 部分预混燃烧的稳定运行区域逐渐缩小.

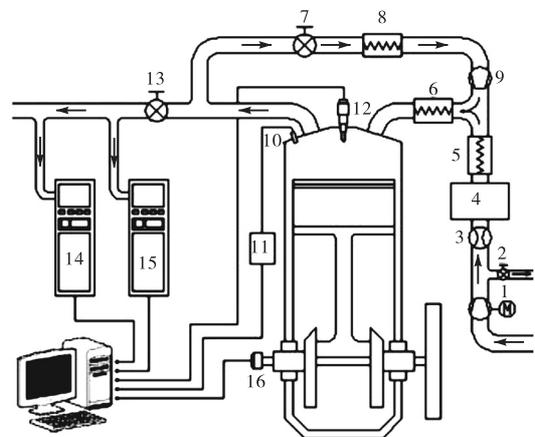
自燃着火性能差导致燃烧在小负荷下极不稳定是高辛烷值燃料低温燃烧亟待解决的关键问题. 可变气门技术通过灵活的气门策略可以实现缸内初始热力学状态(如温度、压力和残余废气)的有效控制, 是改善高辛烷值燃料小负荷低温燃烧稳定性的重要途径. 可变气门与进气、喷油等策略控制相结合, 是宽广工况范围高效清洁低温燃烧实现的有效控制手段. Borgqvist 等^[9-10]首先采用负气门重叠策略在 40 °C 进气温度与 0.1 MPa 进气压力下, 使辛烷值为 69 和 87 的燃料分别在 0.1 MPa 和 0.2 MPa (指示平均有效压力)下实现了稳定运行, 有效降低了对进气温度和进气压力的需求. 然而, 由于负气门重叠这种方式重新对热废气进行了压缩, 传热损失较高, 热效率有所降低. 其进一步研究表明, 采用排气门两次开启来替代负气门重叠, 可以有效降低泵气损失, 提高热效率, 但为了能够使辛烷值为 87 的燃料稳定燃烧边界继续拓展至 0.15 MPa (指示平均有效压力), 需采用负气门重叠结合多次喷油策略.

可见, 可变气门技术能够实现内部 EGR, 从而有效控制缸内热力学状态, 是提高高辛烷值燃料小负荷低温燃烧稳定性的重要途径. 此外, 燃料辛烷值直接决定燃料的自燃着火性能, 对小负荷低温燃烧有重要影响. 因此, 本文针对高辛烷值燃料, 研究基于排气门两次开启的内部 EGR 策略和燃料辛烷值对小负荷燃烧稳定性及性能和排放的影响, 探索提高高辛烷值燃料小负荷燃烧稳定性的技术途径.

1 试验装置和研究方法

1.1 试验系统

本文的试验研究在一台改造的单缸试验柴油机上进行. 原机为一台六缸柴油机, 第六缸经过改造成为试验缸, 配备独立的进排气、EGR 和高压共轨燃油喷射系统. 试验缸安装有缸压传感器. 用来采集气缸压力, 进一步进行燃烧特性分析; 排气管路上安装有 AVL 415S 烟度计和 Horiba 排气分析仪, 分别用于测量烟度和气体排放; 在进排气门上安装了可变气门系统以实现内部 EGR 策略. 图 1 是试验台架示意. 发动机的主要参数如表 1 所示.



1—压气机; 2—旁通阀; 3—流量计; 4—稳压罐; 5—进气加热器; 6—进气冷却器; 7—EGR 阀; 8—EGR 冷却器; 9—单向阀; 10—压力传感器; 11—电荷放大器; 12—喷油器; 13—背压阀; 14—废气分析仪; 15—烟度计; 16—编码器

图 1 试验台架示意

表 1 发动机主要参数

参数	指标
着火顺序	1-5-3-6-2-4
缸径/mm	105
行程/mm	125
排量/L	6.5
压缩比	16 : 1
燃烧室形式	Ω 型燃烧室
喷射系统	高压共轨
喷油器喷孔数/个	8

图 2 为自行开发的电液可变气门系统原理. 将霍尔传感器测得的发动机凸轮轴正时齿轮信号作为每工作循环下的 ECU 触发信号, 光电编码器测出的曲轴转角信号作为计数信号, 改变 ECU 不同计数信号下所对应电压值来输出脉宽信号, 进而实现对电磁阀的控制. 供油系统提供给液压缸动力, 与电磁阀脉宽信号一起控制电液可变气门的运动规律, 电涡流位移传感器实时将位移信号反馈回数据采集系统. 通过该机构, 可实现气门晚关、气门两次开启策略, 如

图 3 所示。

随着缸内引入废气比例的增加,进气流量及过量空气系数 λ 逐渐减小.利用 GT-Power 软件通过对比模拟进气量(过量空气系数 λ)与发动机实际所测进气量(过量空气系数 λ)即可以算出缸内总废气率 BMF^[11],其计算公式如下:

$$R_{BMF} = \frac{m_{EGR} + m_{residual}}{m_{fresh} + m_{residual} + m_{EGR}} \times 100\%$$

式中: m_{EGR} 是引入缸内的内部 EGR 质量; m_{fresh} 是引入缸内的新鲜空气量; $m_{residual}$ 是缸内初始残余废气质量.在没有引入 EGR 时,缸内总废气率等同于缸内初始残余废气比例.相应地,实际的内部 EGR 率计算公式如下:

$$R_{EG} = \frac{m_{EGR}}{m_{fresh} + m_{residual} + m_{EGR}} \times 100\%$$

因此,通过试验数据根据上述公式计算的理想内部 EGR 率(即 R_{BMF})和实际的内部 EGR 率有所差别,主要是由缸内初始残余废气的存在造成,但该成分所占比例不超过 5%.

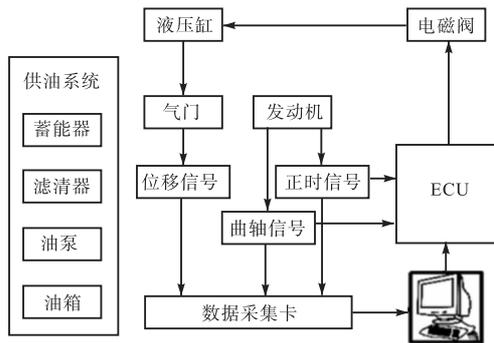


图 2 电液可变气门系统原理

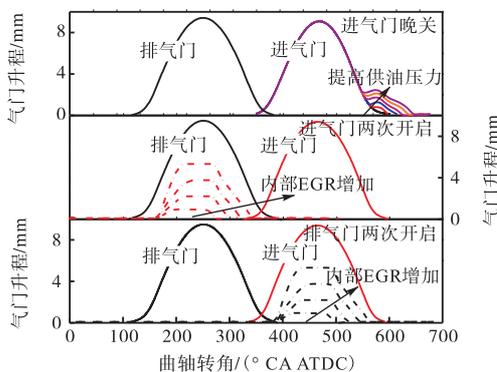


图 3 可变气门机构能实现的气门策略示意

针对高辛烷值燃料低温燃烧的低负荷工况开展研究,考虑到利用排气门两次开启形成的内部 EGR 对缸内温度的提升作用更为明显,有利于改善小负荷燃烧稳定性^[12].因此,本文采用的气门策略为排气门

两次开启策略.

1.2 研究方法

选用的 3 种高辛烷值燃料是由异辛烷与正庚烷以不同体积比混合而成,异辛烷和正庚烷的主要特性见表 2. 3 种混合燃料的异辛烷体积分数分别为 90%、80% 和 70%,分别记为 PRF90、PRF80、PRF70. 由于异辛烷和正庚烷的密度相近,而研究法辛烷值分别为 100 和 0,因此,3 种混合燃料的辛烷值分别为 90、80、70,试验的主要工况条件如表 3 所示.

表 2 异辛烷和正庚烷的主要理化特性

参数	异辛烷	正庚烷
分子式	C ₈ H ₁₈	C ₇ H ₁₆
十六烷值	13	56
研究法辛烷值	100	0
密度/(g·mL ⁻¹)	0.69	0.68
自燃温度/°C	447	228
低热值/(MJ·kg ⁻¹)	44.65	44.29
沸点/°C	99.3	98.5
化学当量比	15.13	15.18
运动黏度(20 °C)/(m ² ·s ⁻¹)	0.72	0.59

表 3 试验主要工况条件

参数	指标
转速/(r·min ⁻¹)	1 500
进气压力/MPa	0.1、0.12、0.15
喷油压力/MPa	40
进气温度/°C	35 ± 1
冷却水温度/°C	80 ± 1
润滑油温度/°C	95 ± 1

2 试验结果及分析

2.1 内部 EGR 率对高辛烷值燃料小负荷低温燃烧的影响

采用排气门两次开启策略形成内部 EGR,研究了内部 EGR 率和喷油时刻对高辛烷值燃料小负荷低温燃烧的影响.本部分研究的循环油量为 13.3 mg,燃料是 PRF70,进气压力为 0.1 MPa,转速为 1 500 r/min.

图 4 是 PRF70 燃料在喷油时刻为 -16 °CA ATDC 时,不同内部 EGR 率(25%、35%、45%、60%)下的气缸压力和放热率对比.在一定的 EGR 率范围内,气缸压力峰值首先随着内部 EGR 率增大而升高,且缸压快速上升对应的曲轴转角提前;而当内部 EGR 进一步增大时,缸压峰值下降,快速上升的曲轴转角推迟.这是内部 EGR 对缸内温度的提升、对缸内新鲜充量的减少及稀释作用综合影响燃烧

过程的结果. 从放热率曲线看, 该小负荷工况下, 高辛烷值燃料主燃烧过程呈现单峰预混放热特征. 在内部 EGR 率小于 45% 时, 随 EGR 率增大, 由于缸内热废气增多、压缩过程缸内温度上升, 造成着火和燃烧提前, 放热速率加快, 缸压峰值也相应增大; 而内部 EGR 率进一步增大到 60%, 一方面由于进气量减少造成缸内压缩压力下降, 另一方面废气的稀释作用增强, 氧浓度下降明显, 这对燃烧过程起到主导作用, 造成放热时刻推迟, 反应速率减慢, 缸压峰值也随之下降.

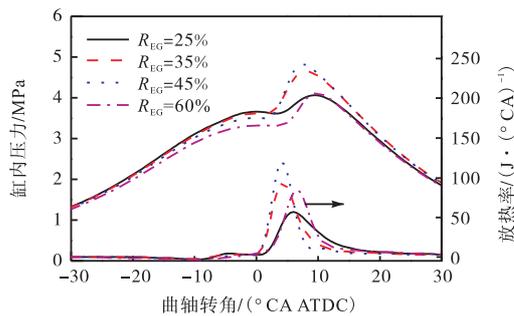


图 4 不同内部 EGR 率下缸压和放热率的对比

图 5 是不同内部 EGR 率下 PRF70 燃料的滞燃期和燃烧相位随喷油时刻的变化. 本文将喷油开始时刻到 CA10(累计放热量 10% 对应的曲轴转角)的曲轴转角间隔定义为滞燃期, 将燃烧相位(CA50)定义为累计放热量达到 50% 的曲轴转角.

由图 5(a)可知, 随着内部 EGR 率增大, 滞燃期呈现先缩短后延长的趋势. 当内部 EGR 率较小时, 废气的加热作用对燃烧过程影响更明显, 缸内温度随 EGR 率增大而升高, 因此滞燃期逐渐缩短; 当内部 EGR 率超过 45% 时, 在新鲜空气量减少、废气稀释作用增强和氧浓度下降的影响下, 高辛烷值燃料自燃着火困难, 滞燃期延长. 对比不同喷油时刻可以看出, 随喷油提前, 燃料喷射时缸内温度及压力降低, 不利于自燃着火, 使滞燃期延长; 而喷油过晚时, 着火时刻推迟至上止点后的活塞下行阶段, 滞燃期再次呈现延长的趋势. 由此可见, 内部 EGR 率过大或过小, 喷油时刻过早或过晚, 都会使滞燃期延长, 进而影响后续燃烧过程.

如图 5(b)所示, 随内部 EGR 率增大, CA50 呈现先提前后推迟的现象, 与着火时刻的变化基本一致. 而随喷油时刻提前, 以 -20° CA ATDC 至 24° CA ATDC 喷油时刻为转折点, CA50 先提前后推迟, 这是由于喷油过早使滞燃期延长较多, 混合气分层程度降低, 燃料的低活性对燃烧的影响作用增强, 从而推迟了燃烧相位.

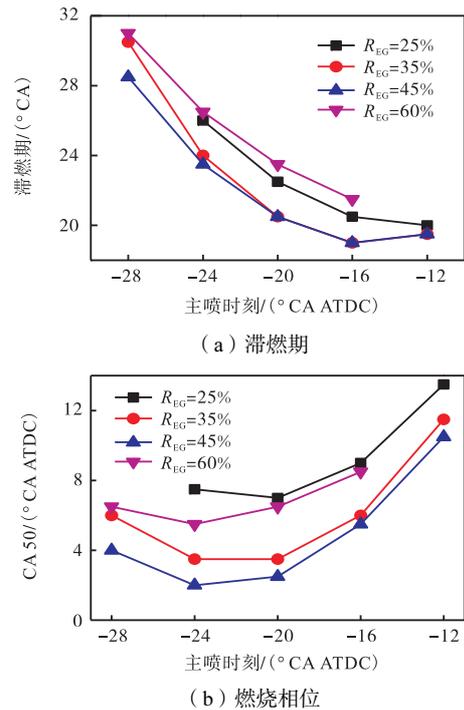


图 5 不同内部 EGR 率下滞燃期和燃烧相位的对比

图 6(a) 和 (b) 分别是 PRF70 燃料在不同内部 EGR 率和喷油时刻下的循环变动系数和平均指示压力对比. 当内部 EGR 率较低时, 随着内部 EGR 率增大, 循环变动逐渐减小, 平均指示压力增高, 而随着内部 EGR 率的继续增大, 循环变动又会逐渐增大, 平均指示压力减小. 燃烧越稳定, 循环变动越小, 对应的平均指示压力越大, 相应的热效率和 CO、HC 排放得到改善.

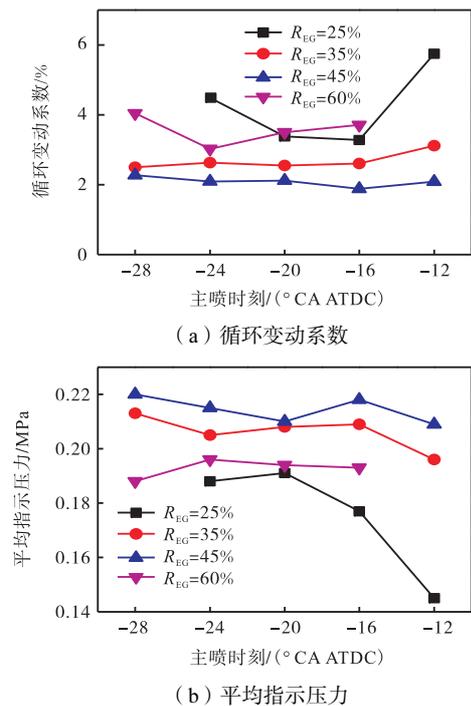


图 6 不同内部 EGR 率下循环变动系数和平均指示压力的对比

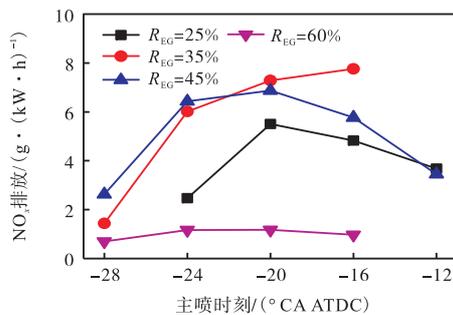
由于本文试验条件是小负荷工况,同时高辛烷值燃料具有滞燃期长和挥发性好的特点,有利于改善油气混合过程,各试验点所测得的烟度都极低,基本为零碳烟排放.因此,本文中不再对碳烟排放进行讨论.

图 7 是不同内部 EGR 率和喷油时刻下 PRF70 燃料的 NO_x 、HC 和 CO 排放对比情况. NO_x 排放主要受缸内温度和氧浓度影响.当内部 EGR 率相对较低时, NO_x 排放随 EGR 率增大而升高,这主要是因为高温废气增多使燃烧放热提前,反应速率加快,提高了燃烧温度;而当内部 EGR 继续增大时,废气稀释作用增强,氧浓度明显下降,抑制了 NO_x 的生成.通过与图 5 对比发现, NO_x 排放与 CA50 有比较紧密的关系,通常 CA50 较早时 NO_x 排放较高,而在高内部 EGR 率(60%)下,喷油时刻对 NO_x 影响不大,均处于较低水平.因此,在基于排气门两次开启的内部 EGR

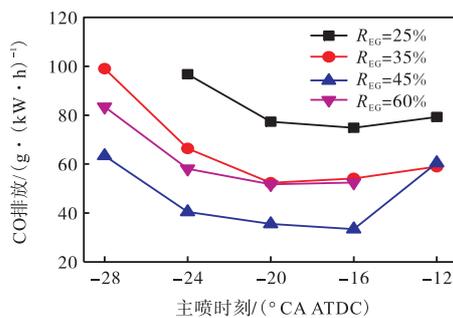
策略下,采用较大 EGR 率的低温燃烧同样能够实现低 NO_x 排放.

CO 是烃类燃料燃烧的中间产物,其生成主要受化学动力学控制,在缺氧或低温条件下会大量生成,但当燃烧温度超过 1400 K 时,CO 会迅速转化成 CO_2 . HC 主要是不完全燃烧产物,缸内燃烧温度同样对其有显著影响.当内部 EGR 率低于 45% 时,随内部 EGR 率增大,缸内温度升高对燃烧起主导作用,促进了 CO 和 HC 的氧化,使两者排放减少;当内部 EGR 继续增大时,缸内氧浓度过低和燃烧温度下降成为影响 CO 和 HC 排放的主导因素,导致不完全燃烧产物显著增多.喷油时刻过早或过晚都会造成燃烧相位滞后,缸内燃烧温度下降,CO 和 HC 排放增加,并且早喷时 CO 升高更为明显.

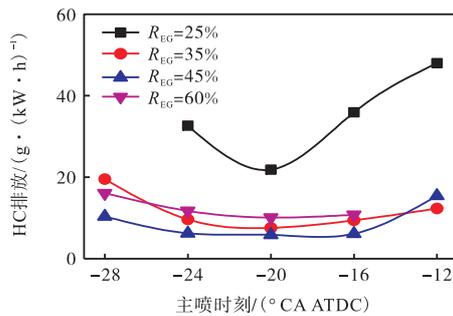
图 8 是 PRF70 燃料在不同内部 EGR 率下的排气温度变化.小负荷工况低温燃烧除燃烧稳定性问题外,低排气温度也是影响后处理器转化效率的不利因素.从图 8 中可以看出,排气温度随着内部 EGR 率的增大明显提高.排气温度升高,一方面意味着排气门两次开启重新引入废气后缸内的平均温度也会提高,有利于促进燃烧反应的进行,降低 HC 和 CO 原始排放,另一方面也有利于提高后处理系统转化效率,促进 HC 和 CO 的氧化.



(a) NO_x



(b) CO



(c) HC

图 7 不同内部 EGR 率下排放对比

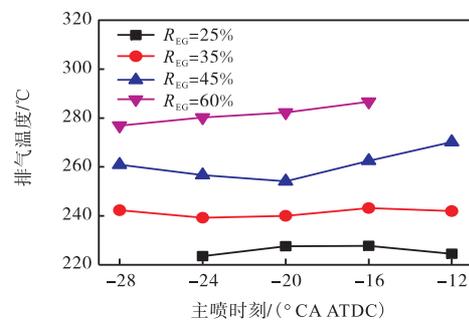


图 8 不同内部 EGR 率下排气温度的对比

2.2 燃料辛烷值对小负荷低温燃烧的影响

在上述工作的基础上,进一步在每循环喷油量为 16.7 mg、进气压力为 0.12 MPa、内部 EGR 率为 10%、喷油时刻为 -18°CA ATDC 条件下,研究了燃料辛烷值对燃烧和排放的影响.图 9 是上述条件下 PRF70、PRF80、PRF90 燃料的缸压和放热率曲线对比.3 种不同辛烷值燃料的缸压和放热率变化曲线表现出明显的差异,虽然在该小负荷工况 3 种燃料主放热过程均呈现单峰放热特点,但辛烷值低的燃料活性更强,着火时刻提前,放热速度更快,燃烧更接近上止点,缸压相应提高,缸压快速上升的时刻提前.从放热率曲线上可以发现,PRF70 和 PRF80 在主放热

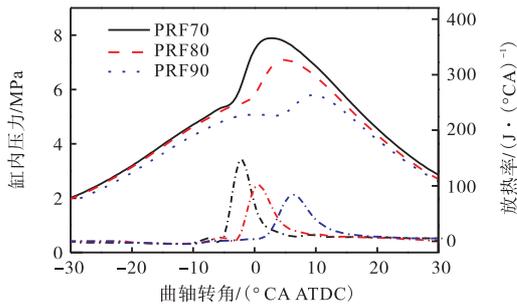


图 9 3种辛烷值燃料的缸压和放热率对比

前有轻微低温放热过程. 这有助于改善缸内热氛围, 促进后续自燃着火和燃烧. 可见, 辛烷值相对较低的燃料更有利于小负荷工况自燃着火和燃烧反应的进行, 有利于提高燃烧稳定性.

图 10 是 3 种不同辛烷值燃料的滞燃期和燃烧相位对比. 滞燃期长短与燃料的辛烷值紧密相关. 从图中可以看出, 燃料辛烷值越高, 滞燃期越长, PRF90 的滞燃期在 20°CA 以上, 明显长于 PRF70 和 PRF80. 滞燃期随着喷油时刻的变化趋势与图 5 类似, 不再赘述.

由于随辛烷值增大, 燃料活性降低, 滞燃期明显延长, 燃烧反应速率减慢, 燃烧相位也随着辛烷值增大出现明显的推迟, PRF90 燃料的 CA50 均在 8°CA ATDC 以后. 过晚的燃烧相位会造成燃烧效率降低, 燃烧稳定性变差.

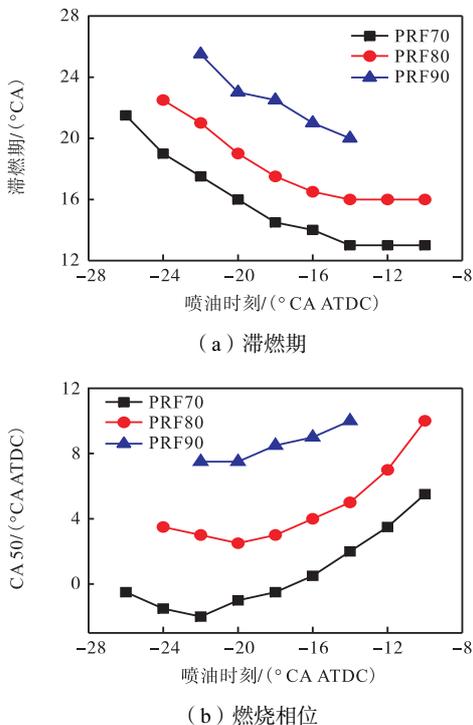


图 10 不同燃料滞燃期和燃烧相位的对比

图 11 是不同辛烷值燃料的排放对比. 辛烷值较高时, 滞燃期延长, 燃烧相位推迟至上止点后, 燃烧

定容度下降, 缸内燃烧压力和温度也下降, NO_x 排放减少. HC 和 CO 排放都随着辛烷值的增大而升高. 这一方面是由于燃烧相位推迟造成燃烧温度较明显下降, 另一方面滞燃期的延长造成缸内的局部过稀区域增加, 造成不完全燃烧产物增加, 尤其是 CO 排放受燃烧温度降低的影响更为显著. 因此 PRF90 燃料的 CO 排放相对另外两种燃料大幅升高.

图 12 是不同辛烷值燃料的排气温度对比. 辛烷值越高, 相同条件下其燃烧效率和燃烧温度越低, 从

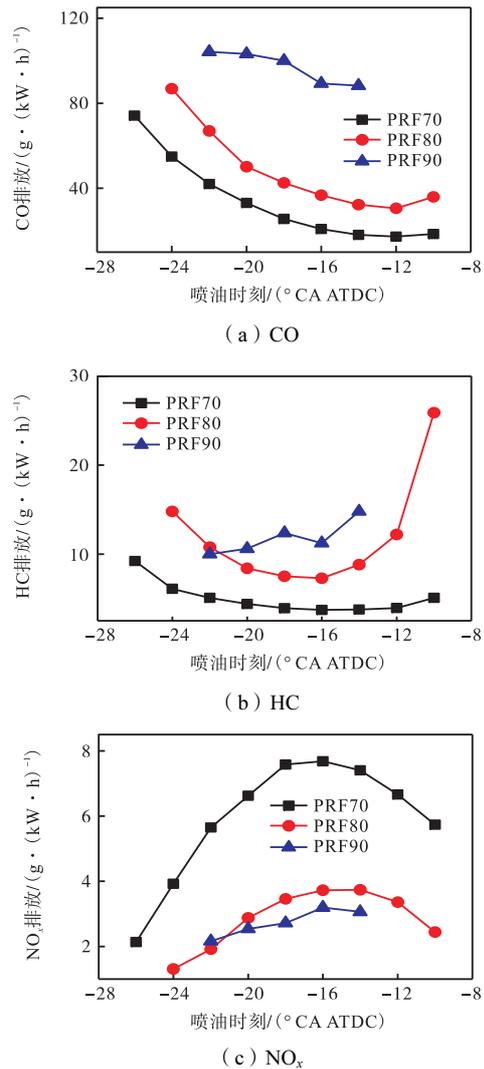


图 11 不同燃料排放的对比

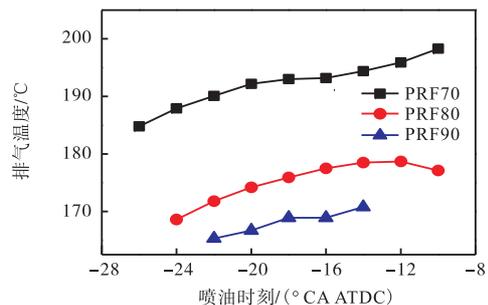


图 12 不同燃料排气温度的对比

而导致 HC 和 CO 排放水平明显升高;同时排气温度明显降低,不利于提高后处理器的转化效率。

3 结 论

(1) 适当提高内部 EGR 率能够缩短滞燃期,使燃烧相位提前,放热速度加快,改善小负荷的燃烧稳定性;但内部 EGR 率过大时,由于废气对氧浓度的稀释作用增强,又会导致燃烧恶化。

(2) 高辛烷值燃料小负荷工况下的碳烟排放极低,采用高内部 EGR 可以实现低 NO_x 排放。通过适当提高内部 EGR 率可以在一定程度上改善 HC 和 CO 排放,同时能够较明显提高排气温度,有利于通过后处理系统进一步降低 HC 和 CO 排放。

(3) 燃料辛烷值对高辛烷值燃料小负荷燃烧的影响非常显著。同样条件下燃料的辛烷值越低,滞燃期越短,同时燃烧相位提前,燃烧放热更快、更集中,燃烧稳定性提高,且 HC 和 CO 排放改善。

(4) 对于高辛烷值燃料,优化燃烧控制,采用合适的内部 EGR 及适当降低燃料辛烷值是改善小负荷燃烧状况、减少 HC 和 CO 排放的有效途径。

参考文献:

- [1] Kalghatgi G T, Risberg P, Ångström H-E. Advantages of fuels with high resistance to auto-ignition in late-injection, low-temperature, compression ignition combustion [C]//SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2006, 2006-01-3385.
- [2] Vittorio M, Bengt J, Per T. Effects of different type of gasoline fuels on heavy duty partially premixed combustion [C]// SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2009, 2009-01-2668.
- [3] 尧命发, 郑尊清, 沈捷, 等. 辛烷值对均质压燃发动机燃烧特性和性能的影响[J]. 燃烧科学与技术, 2004, 10(3): 244-249.
Yao Mingfa, Zheng Zunqing, Shen Jie, et al. Experimental study on the influence of fuel octane number on combustion characteristics and performance of HCCI engine[J]. *Journal of Combustion Science and Technology*, 2004, 10(3): 244-249 (in Chinese).
- [4] 吕兴才, 陈伟, 黄震, 等. 废气再循环和发动机运转参数对不同辛烷值燃料 HCCI 燃烧的影响[J]. 内燃机学报, 2005, 23(2): 138-146.
Lü Xingcai, Chen Wei, Huang Zhen, et al. Effect of exhaust gas recirculation and engine operating parameters on combustion and emissions using primary reference fuels [J]. *Transactions of CSICE*, 2005, 23(2): 138-146 (in Chinese).
- [5] Hildingsson L, Kalghatgi G, Tait N, et al. Fuel octane effects in the partially premixed combustion regime in compression ignition engines [C]//SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2009, 2009-01-2648.
- [6] Kalghatgi G T, Risberg P, Ångström H-E. Partially pre-mixed auto-ignition of gasoline to attain low smoke and low NO_x at high load in a compression ignition engine and comparison with a diesel fuel [C]// SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2007, 2007-01-0006.
- [7] Solaka H, Aronsson U, Tuner M, et al. Investigation of partially premixed combustion characteristics in low load range with regards to fuel octane number in a light-duty diesel engine [C]// SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2012, 2012-01-0684.
- [8] Manente V, Zander C-G, Johansson B, et al. An advanced internal combustion engine concept for low emissions and high efficiency from idle to max load using gasoline partially premixed combustion [C]// SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2010, 2010-01-2198.
- [9] Borgqvist P, Tunestal P, Johansson B. Gasoline partially premixed combustion in a light duty engine at low load and idle operating conditions [C]// SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2012, 2012-01-0687.
- [10] Borgqvist P, Tunestal P, Johansson B. Comparison of negative valve overlap (NVO) and rebreathing valve strategies on a gasoline PPC engine at low load and idle operating conditions [J]. *SAE Int J Engines*, 2013 6(1): 366-378.
- [11] Millo F, Mallamo F, Arnone L, et al. Analysis of different internal EGR solutions for small diesel engines [C]// SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2007, 2007-01-0128.
- [12] Zhang X, Wang H, Zheng Z, et al. Effects of late intake valve closing (LIVC) and rebreathing valve strategies on diesel engine performance and emissions at low loads [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 98(5): 310-319.