

# 纯氧氛围下正庚烷均质压燃燃烧特性

康哲<sup>1,2</sup>, 雒晶<sup>1,2</sup>, 冯上司<sup>1,2</sup>, 崔亮<sup>3</sup>, 邓俊<sup>4</sup>, 吴志军<sup>4</sup>

(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. 联合汽车电子有限公司, 上海 201206; 4. 同济大学汽车学院, 上海 201804)

**摘要:** 基于一台双缸柴油机, 结合自行设计开发的纯氧进气系统进行试验, 研究了不同进气氧体积分数对正庚烷均质压燃燃烧过程及稳定性的影响。试验结果表明, 随着混合气中氧体积分数降低, 二氧化碳体积分数增加, 缸内平均比热容不断增大, 使得缸内最高燃烧温度降低, 其对应的峰值相位推迟, 燃烧始点推迟, 放热率峰值下降, 热效率降低; 同时发现随着二氧化碳体积分数的增加, 缸内温度会随之降低, 使得燃烧循环不稳定性增强。以上现象均表明较高的二氧化碳体积分数能够有效抑制纯氧氛围下正庚烷均质压燃。此外, 试验发现了纯氧氛围下正庚烷均质压燃负温度系数区间持续时间大幅缩短现象。

**关键词:** 柴油机; 正庚烷; 均质压燃; 纯氧燃烧

中图分类号: TK427

文献标志码: A

## Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion Characteristics of *n*-Heptane in Pure Oxygen Atmosphere

KANG Zhe<sup>1,2</sup>, LUO Jing<sup>1,2</sup>, FENG Shangsi<sup>1,2</sup>,  
CUI Liang<sup>3</sup>, DENG Jun<sup>4</sup>, WU Zhijun<sup>4</sup>

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China; 2. State Key Laboratory of Mechanical Transmissions, Chongqing University, Chongqing 400044, China; 3. United Automotive Electronic Systems Co., Ltd., Shanghai 201206, China; 4. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** Based on a two-cylinder diesel engine and a self-designed pure oxygen intake system, the effect of different intake oxygen volume fractions on the combustion process and stability of homogeneous charge compression ignition of *n*-heptane were investigated. The experimental results show that, with the decreasing volume fraction of oxygen and increasing volume fraction of carbon dioxide in the mixture, the average specific heat

capacity in the cylinder is increased, which leads to the maximum combustion temperature in the cylinder is decreased, the corresponding peak phase is delayed, the combustion start point is delayed, the peak heat release rate is decreased, and the thermal efficiency is reduced. Meanwhile, it was found that with the increasing of carbon dioxide volume fraction, the temperature in the cylinder decreased, which led to the strengthening of the combustion cycle instability. The above phenomena indicate that the higher volume fraction of carbon dioxide can effectively inhibit the homogeneous charge compression ignition of *n*-heptane under pure oxygen atmosphere. Moreover, the interval duration of negative temperature coefficient of *n*-heptane homogeneous charge compression ignition is significantly shortened in pure oxygen atmosphere.

**Key words:** diesel engine; *n*-heptane; homogeneous charge compression ignition; oxy-fuel combustion

作为交通运输领域的主要动力源, 在“碳达峰、碳中和”的巨大压力下, 内燃机产业正面临来自动力电池与燃料电池的严峻挑战。然而, 内燃机所具备的高能量密度、快速补能能力以及成熟的产业链体系让其仍然会在未来数十年内在交通领域发挥重要作用<sup>[1]</sup>。因此, 以传统内燃机为基础, 进一步开发新型高效超低排放内燃动力系统, 可以为我国尽快实现“碳达峰、碳中和”的战略目标提供有力支撑。

目前基于传统内燃机实现碳中和的路径, 均质压燃(HCCI)燃烧技术在内燃机提高热效率和降低排放方面显示出巨大潜力, 成为内燃机燃烧研究的前沿和热点。在均质压燃燃烧技术不断发展过程

收稿日期: 2022-03-10

基金项目: 国家自然科学基金(52002043); 中国博士后科学基金(2021M700581); 重庆市技术创新与应用发展项目(CSTB2022TIAD-KPX0044); 中央高校基本科研业务费专项资金(2022CDJDX-004)

第一作者: 康哲(1990—), 男, 副教授, 硕士生导师, 主要研究方向为高效零排放内燃动力循环。

E-mail: zhekang@cqu.edu.cn



论文  
拓展  
介绍

中,提出了将具有较低的自然温度和良好的挥发性的正庚烷作为均质压燃燃烧技术的燃料。2006年,俎琳琳等<sup>[2]</sup>在一台高速四缸柴油机上进行了单缸正庚烷均质压燃燃烧试验,研究了正庚烷均质压燃燃烧过程以及各种参数变化对燃烧过程的影响。研究表明,正庚烷均质压燃燃烧具有明显的两阶段放热特性,并且发现正庚烷均质压燃燃烧着火时刻、缸内最高温度、压力对发动机参数变化非常敏感。2008年,朱绍中等<sup>[3]</sup>在一台快速压缩机上对进气温度对均质压燃燃烧特性的影响进行了试验。研究表明,随着进气温度的升高,燃烧始点提前、燃烧持续期缩短、最高燃烧温度升高、峰值放热率增加。2014年,薛乐等<sup>[4]</sup>在一台改装的发动机上进行了均质压燃燃烧的循环变动试验,研究了进气温度等参数变化对正庚烷均质压燃燃烧的影响。结果表明,过量空气系数增加,峰值平均压力降低;进气温度增加,峰值平均压力增加,对应的曲轴转角提前;转速提高,峰值压力增加。2014年,Zhang等<sup>[5]</sup>在一台单缸四冲程直喷柴油机上对正庚烷均质压燃燃烧特性进行了试验,分析了进气温度和过量空气系数 $\lambda$ 对燃烧的影响。结果表明,正庚烷均质压燃燃烧对进气温度比对 $\lambda$ 更敏感,并且进气温度的增加可以扩大 $\lambda$ 的范围。2016年,Wu等<sup>[6]</sup>在压燃式ICRC(internal combustion rankine cycle)试验台上系统研究了在空气和氧气进气下的正庚烷均质压燃燃烧过程。试验表明,富氧对正庚烷高温反应的影响很小,氧气的增加推迟了低温反应的初始时间以及氧气含量的增加提高了正庚烷低温放热反应的热释放率等。

本文基于1999年Bilger所提出的ICRC概念<sup>[7]</sup>,通过使用纯氧进气代替空气进气,从理论上完全规避了氮氧化物的产生,除此以外,将化石燃料燃烧后分离得到的水蒸气冷凝回收,通过高压水泵加压至不低于24 MPa,并吸收冷却液与高温尾气的废热,在纯氧燃烧过程中喷入缸内,一方面控制优化剧烈的纯氧燃烧过程<sup>[8]</sup>,另一方面,缸内水雾快速蒸发雾化,生成高温高压蒸汽补充做功工质,建立额外的蒸汽动力循环以实现整体效率的大幅提升<sup>[9]</sup>。笔者在ICRC概念的基础上,基于一台小缸径汽油机验证了点燃式ICRC发动机的可行性,从缸内高温水喷射策略、进气氧体积分、工作负荷等角度对其燃烧过程、循环效率、排放特性进行了定量分析<sup>[10-12]</sup>,并基于修正的奥托循环建立了点燃式ICRC理论热力循环模型,对其循环效率优化机理、理论效率边界进行了计算分析<sup>[13-14]</sup>。通过上述研究发现,在点燃式ICRC

发动机中,实际循环和理论循环的指示热效率存在显著差异,分析认为,这主要是由纯氧燃烧导致的异常燃烧倾向强烈,从而限制最大许用压缩比导致的,原型机的压缩比与最优热效率的压缩比相比有很大差距<sup>[14]</sup>。缸内高温水喷射一定程度可以缓解异常燃烧的情况,然而由于存在明显的火焰传播过程导致该现象无法彻底规避<sup>[15]</sup>。

为解决上述问题,本文提出采用压燃着火模式规避明显的火焰传播过程,进而在内燃兰金循环中实现高压压缩比使用。与扩散燃烧相比,均质压燃通过提前制备均质混合气,有效避免高温缺氧导致的颗粒物生成,因而可以在压燃式内燃兰金循环中实现超低的颗粒物排放。本文基于一台改造的双缸柴油机,通过进气道喷射正庚烷,利用正庚烷的高挥发特性,制备正庚烷与氧气的均质混合气,进而验证正庚烷在纯氧氛围下均质压燃燃烧的可行性与燃烧过程特征参数,并为进一步研究均质压燃模式下ICRC燃烧过程、循环效率与排放特性提供基础。

## 1 试验台架与方案

均质压燃(homogeneous charge compression ignition, HCCI)-ICRC原理样机基于一台双缸水冷柴油机改造而来,主要由燃油喷射系统、纯氧进气系统、高温高压水供给系统、CompactRIO控制系统与数据采集系统组成。以该原理样机为基础,在其第一缸的独立进气道中增加进气道燃油喷射系统,将其改造为进气道喷油式发动机,通过在进气道喷射正庚烷来实现均质压燃所需的均质混合气制备。与此同时,在该汽缸缸盖上打孔以布置Kistler 6052C缸内压力传感器实现实时的缸内压力测量,并安装特质缸内高温高压水喷嘴,以实现纯氧氛围下正庚烷均质压燃燃烧过程中的缸内高温水喷射。搭建完成的原理样机相关技术参数如表1所示,HCCI-ICRC原理样机试验台架示意图如图1所示。

表1 试验发动机技术参数

Tab. 1 Technical parameters of test engine

参数	说明
型式	双缸、水冷、四冲程
缸径/mm×冲程/mm	95×114
排量/mL	1 616
原机压缩比	17:1
燃料供给方式	进气道喷射
过热水供给方式	缸内直喷

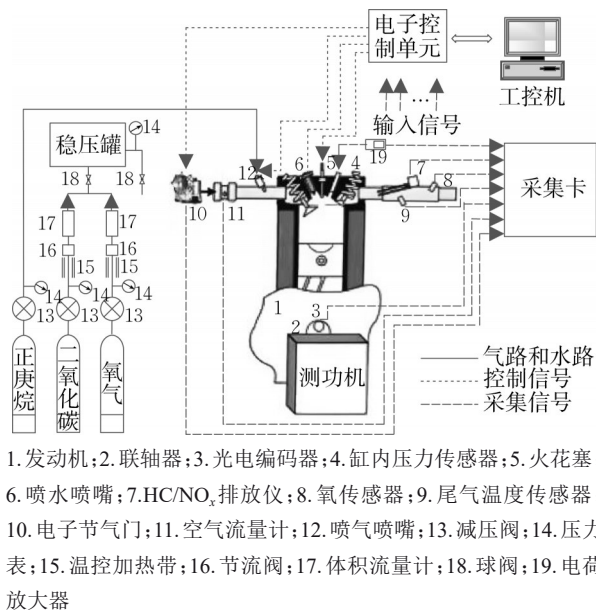


图 1 HCCI-ICRC 发动机试验台架示意图  
Fig. 1 Schematic diagram of HCCI-ICRC engine test stand

HCCI-ICRC 工作过程中采用纯氧代替空气作为助燃剂与正庚烷燃烧,为保障试验过程缸内燃烧的稳定可控,需要采用废气再循环的方法对每循环进入缸内的氧气含量进行调控。在本文所开发的 HCCI-ICRC 原理样机中,使用在线混合的 O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> 混合气来模拟废气再循环,通过节流阀来实时调控进入燃烧室的 O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> 比例,从而实现 HCCI-ICRC 燃烧速率的优化控制。本文搭建的 HCCI-ICRC 原理样机纯氧进气系统如图 2 所示。HCCI-ICRC 原理样机纯氧进气系统主要由氧气瓶、二氧化碳气瓶、

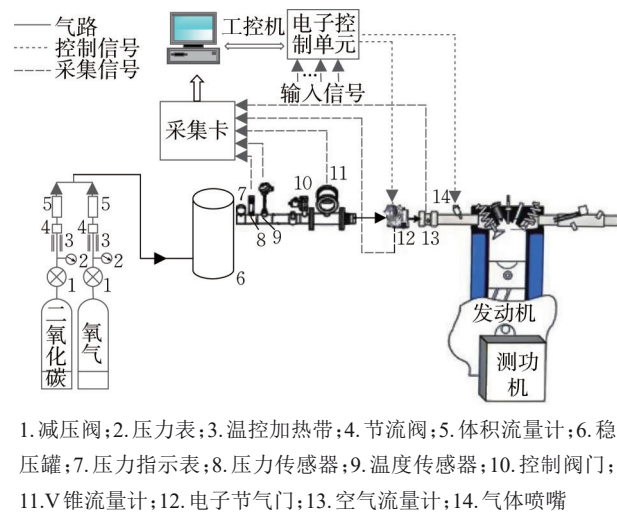


图 2 HCCI-ICRC 原理样机纯氧进气系统示意图  
Fig. 2 Schematic diagram of oxygen intake supply system of HCCI-ICRC prototype engine

减压阀等结构组成。通过调节气体减压阀、气体流量计等装置来灵活实现不同浓度的 O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> 进气混合气体。试验中为防止 CO<sub>2</sub> 在出气瓶时由于发生液/气相变导致气体温度迅速下降而影响混合效果,试验时在 CO<sub>2</sub> 气瓶出口管路壁面缠绕加热带,此处温度感应器与数字温控器实现闭环温度控制,以便将管路内 CO<sub>2</sub> 加热至室温。为保证 CO<sub>2</sub>、O<sub>2</sub> 温度的一致性,在氧气的出口管路也安装了加热带。最后在气阀出口处对 O<sub>2</sub>、CO<sub>2</sub> 比例进行测量,调节节流阀获得不同进气的氧气值。为了使 CO<sub>2</sub>、O<sub>2</sub> 混合更为均匀,并获得稳定的进气压力,在进气系统中安装了稳压罐,稳压罐的容积远大于发动机气缸容积。稳压罐下游管路安装的空气阀门便于试验的进气在空气和 O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> 氛围下切换。在试验开始前,将空气阀门打开,让 HCCI-ICRC 原理样机工作在空气环境下预热至 85℃ 以上,待原理样机稳定工作后再关闭空气阀门切换至 O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> 进气。经测试该系统能够满足试验对于进气压力及流量的要求,同时可在试验过程中准确快速地改变氧体积分数。

为确定正庚烷循环供油量的大小以实现每循环空燃比的精确控制,首先需要对本文所使用的正庚烷的喷嘴流量特性进行测量。在 HCCI-ICRC 原理样机试验开始前,将正庚烷进气道喷射压力调整为与试验相一致的 0.22 MPa,利用所开发的电控系统来控制电磁阀的喷油脉宽,并在相同脉宽下进行 100 次喷射,利用称重法获得单次燃油喷射过程的平均喷油质量,并得到不同喷油脉宽下正庚烷喷油质量随喷油脉宽变化曲线,具体试验结果如图 3 所示。

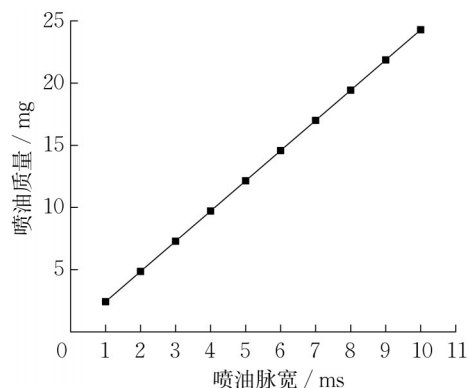


图 3 正庚烷喷油喷嘴特性曲线图  
Fig. 3 Injection characteristic of n-heptane

本文试验方案如表 2 所示,喷油脉宽为 7 ms(喷油质量 17 mg),发动机转速为 1 000 r·min<sup>-1</sup>,节气门开度为 100%,进气氧体积分数分别为 100%、85%、



70%、21%。试验每次采集100组循环数据,并对100组缸内压力数据取平均值,同时提取发动机缸内燃烧情况的关键参数如缸内压力峰值、缸内压力升高率等,同时计算放热率、累计放热量以及平均指示压力变动系数来分析燃烧过程。

表2 发动机试验参数

Tab. 2 Test parameters of prototype engine

参数	数值
喷油脉宽/ms	7
喷油质量/mg	17
发动机转速/(r·min <sup>-1</sup> )	1 000
节气门开度/%	100
氧气体积分数/%	100(O <sub>2</sub> )、85(O <sub>2</sub> /CO <sub>2</sub> )、70(O <sub>2</sub> /CO <sub>2</sub> )、21(空气)

在分析发动机燃烧稳定性时,使用平均指示压力变动系数( $v_p$ )作为度量燃烧的循环变动的程度,并将其作为评价缸内燃烧稳定性的主要参数之一。 $v_p$ 的定义如下:

$$v_p = \frac{\delta_p}{p} \times 100\%$$

式中: $\delta_p$ 为平均指示压力的标准偏差; $p$ 为平均指示压力。

## 2 试验结果与分析

因为在试验结果分析中要涉及到不同气体的平均比热容,所以给出不同气体的平均比热容随温度变化情况,如图4所示。图4中 $c_p$ 表示常用气体从0℃到 $T$ 之间的平均比定压热容(工程上)。可以发现,不同的气体平均比热容不同,随温度的变化也不同。在常温条件下,氧气的平均比热容略大于空气,而二氧化碳的平均比热容远大于空气和氧气的平均比热容。随着温度的提高,氧气的平均比热容一直略大于空气的平均比热容,而二氧化碳的平均比热容随着温度的升高迅速增加,与空气和氧气的平均比热容的差值也越来越大。

### 2.1 氧体积分数对燃烧缸内压力的影响

#### 2.1.1 缸内压力

图5为不同氧体积分数下缸内压力的变化情况。由图5可知,与进气氧体积分数为21%相比,当进气氧体积分数分别为100%、85%和70%时,低温反应与高温反应之间的负温度系数区间现象不明显,在高氧体积分数下,低温反应和高温反应之间存在的负温度系数区间现象与进气氧体积分数为21%相比有显著差异。缸内最大爆发压力由进气氧体积

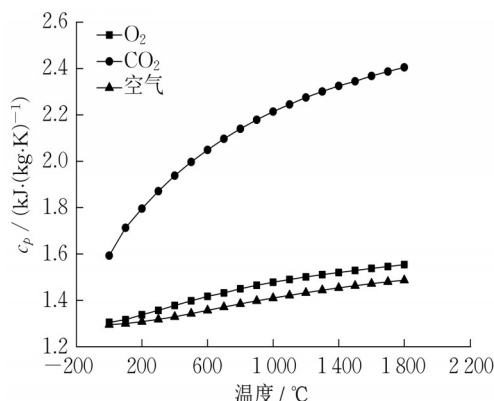


图4 不同气体的平均比热容随温度的变化

Fig. 4 Average specific heat capacity of different gases as a function of temperature

分数为21%的7.96 MPa分别降低至进气氧体积分数为100%的7.63 MPa、进气氧体积分数为85%的6.67 MPa和进气氧体积分数为70%的4.99 MPa;峰值压力相位由0.5°CA ATDC(上止点后曲轴转角)分别推迟到1.0、2.5和6.0°CA ATDC;做功冲程缸内压力有不同程度的降低。分析认为:进气氧体积分数为100%时,由于氧气的平均比热容大于空气,在未燃烧之前,进气氧体积分数为100%的缸内温度低于进气氧体积分数为21%的缸内温度,导致燃烧起始时刻推迟。当进气氧体积分数降低至85%和70%时,随着CO<sub>2</sub>体积分数的增加,缸内平均比热容进一步增大,燃烧起始时刻进一步推迟。当进气氧体积分数为21%时,缸内压力出现了明显的两阶段放热和负温度系数区间;反观进气氧体积分数为100%的两阶段放热和负温度系数区间不明显,这是由于氧体积分数的增加使得低温反应速率加快,低温放热的加快使缸内温度和压力迅速提升,缸内温度迅速超过负温度系数区间产物的稳定温度区,从而进入高温放热反应,使得两阶段放热不明显。加上氧气平均比热容大于空气平均比热容,使得缸内最大爆发压力降低及其相位推迟,与此同时,随着氧体积分数降低和二氧化碳体积分数升高,缸内燃烧速率减缓,进一步影响均质压燃的两阶段放热和降低缸内燃烧温度,故在85%和70%进气氧体积分数下,缸内最大爆发压力的降低和其相位的推迟程度更加明显。

同时发现,进气氧体积分数为100%时的缸压曲线与进气氧体积分数为21%的缸压曲线发生两次相交。分析认为,由于进气氧体积分数为21%时缸内燃烧开始早,低温放热阶段已经完成并进入负

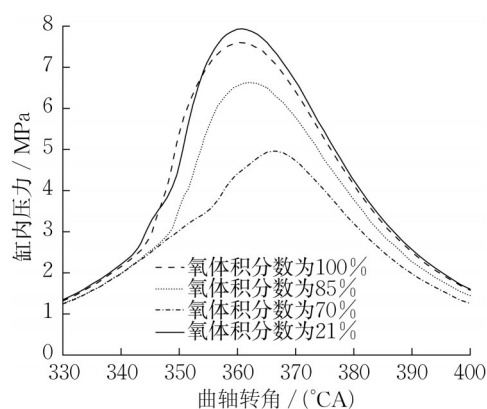


图 5 不同氧体积分数下的缸内压力

Fig. 5 In-cylinder pressure at different oxygen volume fractions

温度系数区间,缸内压力上升缓慢;此时进气氧体积分数为 100% 的燃烧处于低温放热阶段,缸内压力迅速上升,引起第一次相交。随着燃烧继续,100% 进气氧体积分数的高温放热结束,缸内压力上升减缓,而此时空气的高温放热仍在继续,使得进气氧体积分数为 21% 下的缸内压力迅速上升,发生第二次曲线相交。

### 2.1.2 缸内压力升高率

不同氧体积分数下缸内压力升高率曲线如图 6 所示。进气氧体积分数为 100% 的缸内压力升高率峰值为  $0.217 \text{ MPa} \cdot (\text{°CA})^{-1}$ ,较进气氧体积分数为 21% 的缸内压力升高率峰值  $0.214 \text{ MPa} \cdot (\text{°CA})^{-1}$  高  $0.003 \text{ MPa} \cdot (\text{°CA})^{-1}$ ;进气氧体积分数为 100% 的缸内压力升高率峰值相位为  $-11.5 \text{ °CA ATDC}$ ,较进气氧体积分数为 21% 的峰值相位  $-9 \text{ °CA ATDC}$  提前  $2.5 \text{ °CA ATDC}$ ,表明富氧氛围可以提高燃烧速率,燃烧更加集中。同时进气氧体积分数为 100% 与进气氧体积分数为 21% 的缸内压力升高率曲线也出现相交现象。这是因为氧气平均比热容高于空气,使得进气氧体积分数为 100% 的燃烧起始时刻推迟,同时,氧体积分数的增加又使得混合气的化学反应速率提高,燃烧速率加快。当进气氧体积分数降低至 85% 和 70% 时,缸内压力升高率峰值分别降低至  $0.172 \text{ MPa} \cdot (\text{°CA})^{-1}$  和  $0.075 \text{ MPa} \cdot (\text{°CA})^{-1}$ ,缸内压力升高率峰值相位推迟至  $-8 \text{ °CA ATDC}$  和  $-2.5 \text{ °CA ATDC}$ 。这表明随着  $\text{CO}_2$  体积分数的提升使混合气的平均比热容进一步增大,增加了混合气的滞燃期,降低了燃烧速率,揭示出  $\text{CO}_2$  有抑制混合气燃烧的能力。

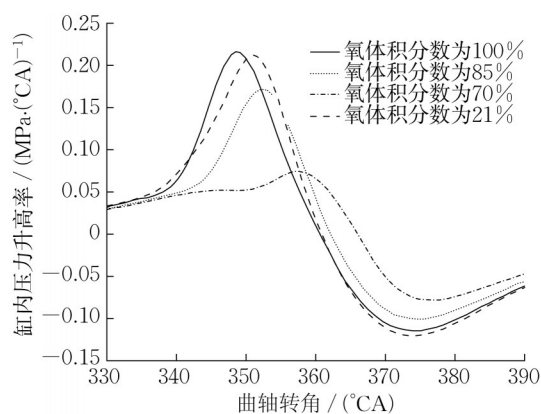


图 6 不同氧体积分数下的缸内压力升高率

Fig. 6 In-cylinder pressure rise rate at different oxygen volume fractions

## 2.2 氧体积分数对燃烧过程的影响

### 2.2.1 放热率

图 7 显示了不同氧体积分数下的缸内燃烧瞬时放热率变化情况。发现进气氧体积分数为 21% 的放热率比进气氧体积分数为 100% 的放热率更明显呈现两阶段放热现象。与进气氧体积分数为 21% 相比,进气氧体积分数为 100% 的低温反应明显增强,其放热率峰值增加。进气氧体积分数为 100% 条件下的负温度系数区间持续时间大大缩短,燃烧持续期缩短,虽然正庚烷在进氧条件下的燃烧开始有所推迟,但正庚烷燃烧释放的热量在上止点燃烧前更加集中。这也使得进气氧体积分数为 100% 的放热率曲线与进气氧体积分数为 21% 的放热率曲线发生两次相交。根据前人的研究,HCCI 的燃烧开始主要由缸内热氛围控制,而进气氧体积分数为 100% 和进气氧体积分数为 21% 进气下温度变化的原因有可能是由空气和氧气之间的物理特性(如比热容)的差异引起的,这需要进一步的研究来证明<sup>[6]</sup>。在 85% 和 70% 进气氧体积分数下,放热率曲线呈现起始点相位较进气氧体积分数为 100% 时后移,低温放热阶段增强,负温度系数区间不明显,高温放热阶段提前的现象。这是因为氧体积分数的下降和二氧化碳体积分数的上升,缸内混合气平均比热容继续增大,在相同相位下,85% 和 70% 进气氧体积分数的缸内温度和压力低于 100% 进气氧体积分数,使得放热起始点继续推迟。随着曲轴转动,缸内温度压力上升,放热开始,但是由于缸内温度和压力太低,限制了低温放热阶段的放热,并进一步限制了高温放热阶段的放热。其中 70% 进气氧体积分数下由于放热起始点相位过于推迟,在高温放热阶

段开始时, HCCI-ICRC 发动机处于做功冲程, 缸内温度和压力随着曲轴的转动开始下降, 造成高温放热阶段放热率峰值的明显降低。

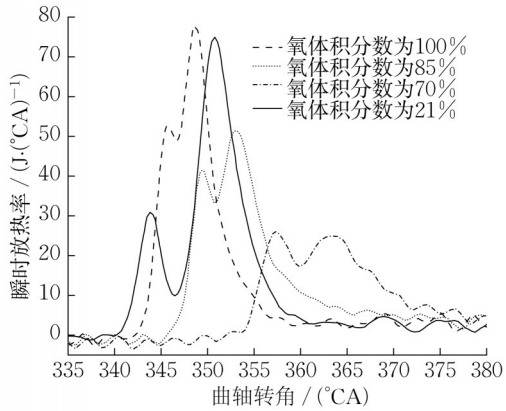


图 7 不同氧体积分数下的瞬时刻放热率

Fig. 7 Momentary heat release rate at different oxygen volume fractions

### 2.2.2 燃烧相位

图 8 为不同氧体积分数下的 CA10、CA50 燃烧相位的变化, 其中 CA10、CA50 分别表示燃料在燃烧过程中 10%、50% 累计放热量时对应的曲轴转角。由图 8 可知, 100%、85%、70% 和 21% 进气氧体积分数下 CA10 分别为  $-14.5$ 、 $-10.5$ 、 $-1.4$  和  $-15.5$  °CA ATDC, 其 CA50 分别为  $-10.5$ 、 $-5.0$ 、 $6.3$  和  $-8.5$  °CA ATDC, 上述试验数据表明, 21% 进气氧体积分数下燃烧起始时刻最早, 70% 进气氧体积分数最晚, 100% 进气氧体积分数下燃烧重心出现最早, 70% 进气氧体积分数燃烧重心出现最晚。这验证了缸内压力和放热率变化情况。

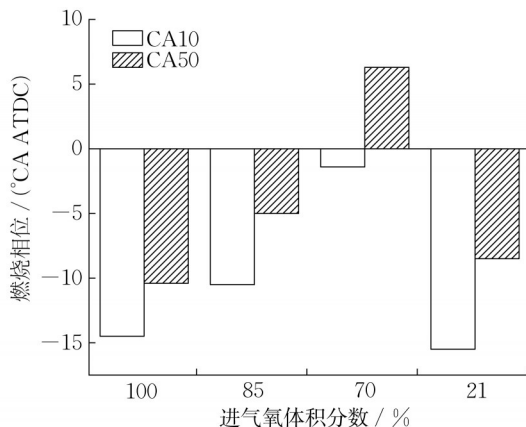


图 8 不同氧体积分数对 CA10、CA50 燃烧相位的影响

Fig. 8 Effect of different oxygen volume fractions on CA10 and CA50 combustion phases

### 2.2.3 缸内温度

图 9 展示了不同氧体积分数下缸内温度变化。在进气氧体积分数为 21% 的燃烧起始点相位, 100% 进气氧体积分数的缸内温度比 21% 进气氧体积分数的缸内温度低 70 K, 表明此时 100% 进气氧体积分数下燃烧还未开始。随着 85% 和 70% 进气氧体积分数下二氧化碳体积分数的提升, 平均比热容相应提高, 缸内温度相应降低, 使得燃烧起始点进一步推迟。同时, 100% 进气氧体积分数下的缸内温度峰值为 1 483 K, 比 21% 进气氧体积分数的缸内温度峰值的 1 645 K 降低了 162 K, 85%、70% 进气氧体积分数的缸内温度峰值继续降低至 1 200 K 左右和 900 K 左右, 缸内温度峰值相位推迟。过低缸内温度峰值使得燃料无法完全燃烧, 缸内放热总量降低, 进一步限制了缸内温度峰值大小。相关文献表明, 初始温度和燃料浓度的改变都可以产生 3 种不同的燃烧过程, 即发生完全燃烧反应、发生低温反应和蓝焰反应和仅发生低温反应<sup>[16]</sup>。由于热焰反应主要是 CO 被氧化生成 CO<sub>2</sub> 的过程, 而 CO 的氧化需要较高的温度, 因此在进气氧体积分数为 70% 时, 缸内只发生了低温反应和高温反应的蓝焰反应。

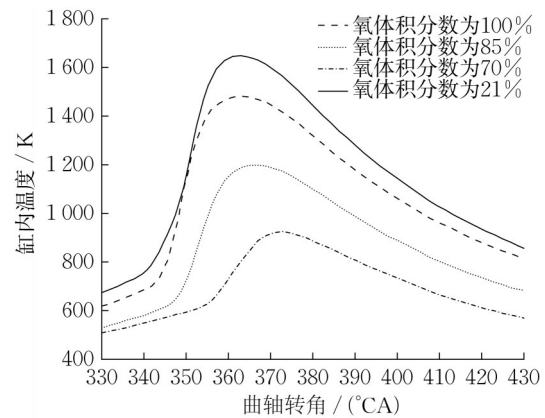


图 9 不同氧体积分数下缸内温度

Fig. 9 In-cylinder temperature at different oxygen volume fractions

### 2.3 燃烧稳定性

燃烧稳定性主要由燃烧循环波动来体现。燃烧循环波动表征循环间缸内燃烧的一致性, 燃烧循环波动越小, 发动机运转平稳性越好, 机体机械负荷波动越小, 发动机零部件寿命越长, 因此对燃烧循环波动的研究十分重要。不同氧体积分数下的平均指示压力变动系数如图 10 所示。进气氧体积分数为 100% 的  $v_p$  为 0.025, 比进气氧体积分数为 21% 的  $v_p$  略小, 为 0.035。造成以上情况的原因是 100% 进气



氧体积分数下缸内温度低,循环波动降低。随着二氧化碳体积分数的增加, $v_p$ 增大,从进气氧体积分数为 85% 的 0.046 增加到进气氧体积分数为 70% 的 0.179,燃烧波动明显增加,超过了合理阈值 0.050。因为随着二氧化碳体积分数的增加,缸内温度过低,限制了燃料燃烧速率,均质压燃的高温反应受到的影响比较大,燃烧循环不稳定性增强,说明二氧化碳可以明显抑制缸内燃烧。

图 11 为不同氧体积分数下压力  $p$  的变化情况,从图 11 中可以看出,100%、85%、70% 进气氧体积分数和 21% 进气氧体积分数下缸内压力  $p$  分别为 0.37、0.35、0.23 和 0.40 MPa,这表明缸内压力  $p$  随着缸内平均比热容的增加而减小,同时与不同氧体积分数下缸内最大爆发压力值和燃烧循环波动值保持很好的一致性。

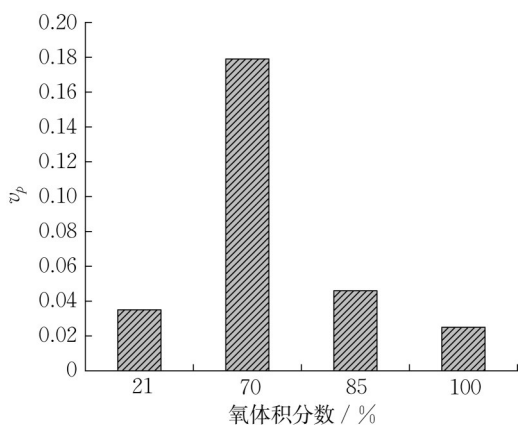


图 10 不同氧体积分数下的平均指示压力变动系数

Fig. 10 Variation coefficients of the mean indicated pressure at different oxygen volume fractions

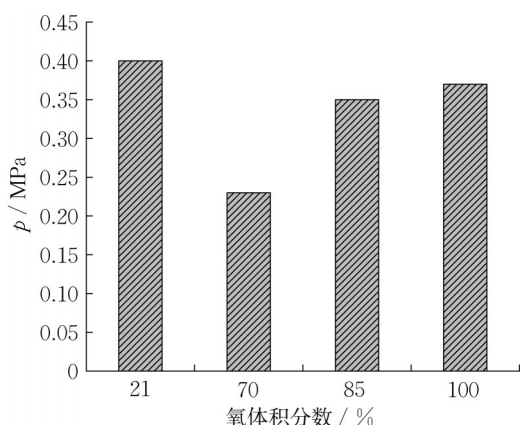


图 11 不同氧体积分数下的平均有效压力

Fig. 11 Indicated mean effective pressure at different oxygen volume fractions

### 3 结论

(1) 与进气氧体积分数为 21% 相比,当进气氧体积分数为 100% 时,低温反应与高温反应之间的负温度系数区间现象不明显,缸内最高压力由 7.96 MPa 降低到 7.63 MPa;最高压力相位由  $0.5^\circ\text{CA ATDC}$  推迟到  $1.0^\circ\text{CA ATDC}$ ;膨胀做功阶段缸内压力低。当进气氧体积分数为 85% 时,缸内最大压力为 6.67 MPa,明显高于进气氧体积分数为 70% 的最大缸内压力 4.99 MPa;同时缸内压力最大值相位从  $2.5^\circ\text{CA ATDC}$  推迟到  $6.0^\circ\text{CA ATDC}$ 。可以发现,随着氧气体积分数的降低和二氧化碳体积分数的增加,燃烧起始时刻继续推迟,最大缸内压力降低,最大缸内压力的相位推迟。

(2) 进气氧体积分数为 100% 的最大缸内压力升高率为  $0.217 \text{ MPa}\cdot(^{\circ}\text{CA})^{-1}$ ,比进气氧体积分数为 21% 的最大缸内压力升高率  $0.214 \text{ MPa}\cdot(^{\circ}\text{CA})^{-1}$  高  $0.003 \text{ MPa}\cdot(^{\circ}\text{CA})^{-1}$ ;进气氧体积分数为 100% 的峰值相位  $-11.5^\circ\text{CA ATDC}$  早于进气氧体积分数为 21% 的峰值相位  $-9^\circ\text{CA ATDC}$ 。

(3) 进气氧体积分数为 21% 和进气氧体积分数为 100% 均为有两阶段燃烧的特点。但是,与进气氧体积分数为 21% 相比,100% 进气氧体积分数的低温反应明显增强,其最大热释放率增加。100% 进气氧体积分数下的负温度系数区间持续时间大大缩短,燃烧持续时间也有所缩短。其他进气氧体积分数的放热率曲线表现为放热率起始点推迟、低温放热阶段放热明显、负温度系数区间不明显,放热率峰值显著降低。

(4) 进气氧体积分数为 21% 时,缸内温度最大值为 1645 K;进气氧体积分数为 100% 时,缸内温度最大值为 1483 K,最高温度值相差 162K。随着二氧化碳体积分数的进一步提升,缸内温度继续降低,最高温度对应的曲轴转角推迟。

(5) 进气氧体积分数为 100% 的  $v_p$  为 0.025,而进气氧体积分数为 21% 的  $v_p$  为 0.035,略大于进气氧体积分数为 100% 时的  $v_p$ 。随着二氧化碳体积分数的增加, $v_p$  增大,从进气氧体积分数为 85% 的 0.046 增加到进气氧体积分数为 70% 的 0.179,燃烧波动明显增加。可以发现,二氧化碳可以明显抑制缸内燃烧。并且发现缸内压力  $p$  随着平均比热容的增加而下降。

## 作者贡献声明:

康 哲:确定整体研究思路和方法,论文数据处理,撰写与修改论文。

雒 晶:试验数据处理,撰写与完善论文初稿。

冯上司:论文修改与数据检查。

崔 亮:开展试验并进行试验数据处理。

邓 俊:对研究提出对策建议,整理修正论文。

吴志军:参与研究框架设计,对研究提出对策建议,提供项目研究资源。

## 参考文献:

- [1] ALAGUMALAI A. Internal combustion engines: progress and prospects [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, 38: 561.
- [2] 俎琳琳, 侯玉春, 吕兴才, 等. 正庚烷HCCI燃烧过程的数值模拟及试验研究[J]. *内燃机工程*, 2006, 27(6): 15.  
ZU Linlin, HOU Yuchun, LÜ Xingcai, *et al.* Numerical and experimental study on HCCI combustion process of *n*-heptane [J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2006, 27(6): 15.
- [3] 朱绍中, 常国峰, 周岳康. 进气温度对正庚烷HCCI燃烧特性影响研究[J]. *内燃机工程*, 2008, 29(6): 31.  
ZHU Shaozhong, CHANG Guofeng, ZHOU Yuekang. Influence of charge temperature on *n*-heptane homogeneous charge compression ignition combustion characteristics [J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2008, 29(6): 31.
- [4] 薛乐, 张春化, 王娇. 正庚烷均质压燃发动机燃烧循环变动[J]. *长安大学学报(自然科学版)*, 2014, 34(6): 157.  
XUE Le, ZHANG Chunhua, WANG Jiao. Cyclical variation of an HCCI engine fuelled by *n*-heptane [J]. *Journal of Chang'an University (Natural Science)*, 2014, 34(6): 157.
- [5] ZHANG C H, XUE L, WANG J. Experimental study of the influence of  $\lambda$  and intake temperature on combustion characteristics in a HCCI engine fueled with *n*-heptane [J]. *Journal of the Energy Institute*, 2014, 87(2): 175.
- [6] WU Zhijun, KANG Zhe, DENG Jun, *et al.* Effect of oxygen content on *n*-heptane auto-ignition characteristics in a HCCI engine [J]. *Applied Energy*, 2016, 184: 594.
- [7] 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.
- [8] KANG Z, CHEN S, WU Z, *et al.* Simulation study of water injection strategy in improving cycle efficiency based on a novel compression ignition oxy-fuel combustion engine [J]. *SAE Int J Engines*, 2018, 11(6): 935.
- [9] BILGER R W, WU Z J. Carbon capture for automobiles using internal combustion Rankine cycle engines [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2009, 131: 034502.
- [10] WU Zhijun, YU Xiao, FU Lezhong, *et al.* Experimental study of the effect of water injection on the cycle performance of an internal combustion Rankine cycle engine [J]. *Proc IMechE Part D: Journal of Automotive Engineering*, 2014, 288(5): 580.
- [11] YU X, WU Z, FU L, *et al.* Study of combustion characteristics of a quasi internal combustion Rankine cycle engine [J]. *SAE Technical Paper*, 2013(1): 2698.
- [12] 于潇, 付乐中, 邓俊, 等. 喷水温度对内燃兰金循环燃烧过程影响的试验研究[J]. *工程热物理学报*, 2014, 35(1): 200.  
YU Xiao, FU Lezhong, DENG Jun, *et al.* Experimental study of the effect of water injection temperature on the combustion process of ICRC cycle [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2014, 35(1): 200.
- [13] WU Zhijun, YU Xiao, FU Lezhong, *et al.* A high efficiency oxyfuel internal combustion engine cycle with water direct injection for waste heat recovery [J]. *Energy*, 2014, 70: 110.
- [14] WU Z, FU L, GAO Y, *et al.* Thermal efficiency boundary analysis of an internal combustion Rankine cycle engine [J]. *Energy*, 2016, 94: 38.
- [15] 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.  
KANG Zhe, FU Lezhong, DENG 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.
- [16] ZHENG Zhaolei, YAO Mingfa. Numerical study on the chemical reaction kinetic of *n*-heptane for HCCI combustion process [J]. *Fuel*, 2006, 85(17/18): 2605.