双燃料及可变气门正时策略对均质压燃发动机燃烧及排放影响的研究

Effects of Fuel Combinations and IVO Timing on Combustion and Emissions of a Dual-fuel HCCI Combustion Engine

梁昕 章健勇 张家博 黄震 韩东

（动力机械与工程教育部重点实验室，上海交通大学）

摘 要:均质压燃发动机的缸内着火和燃烧过程受到燃料特性主导，采用灵活的燃料供给策略有望使发动机燃烧过程更加可控，稳定运行范围得以拓展。本文针对汽油/正庚烷双燃料均质压燃发动机开展了实验与仿真研究，分析了燃料混合比例及可变气门正时策略对发动机燃烧过程及排放水平的作用机制，并应用三维 CFD 软件 CONVERGE v2.3 分析了双燃料均质压燃发动机的缸内温度场分布、燃烧产物生成与演变过程随燃料混合比例和可变气门正时的变化规律，提出了双燃料均质压燃发动机经济性改善和排放控制的优化方法。

关键词: 均质压燃、双燃料发动机、可变气门正时、计算流体力学、CONVERGE

Abstract: The in-cylinder ignition and combustion process of a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine is dominated by fuel properties. To achieve a more controllable and stable combustion process and expand the operating range of the HCCI engine, the strategy of flexibly combining different fuels is expected. In this paper, experiments and simulations of gasoline/n-heptane dual-fuel HCCI engines were carried out. The mechanism of fuel blending ratio and variable valve timing (VVT) strategy on engine combustion process and emissions level were analyzed. A three-dimensional CFD software CONVERGE v2.3 is applied. The in-cylinder temperature field distribution, combustion product generation and evolution process with varied fuel blending ratios and VVTs of dual-fuel HCCI engine were studied. The optimization method of economic and emissions improvement of the dual-fuel HCCI engine are proposed.

Key words: Homogeneous charge compression ignition, dual-fuel engine, variable valve timing, computational fluid dynamics, CONVERGE

1. 引言

随着全球气候变暖和大气污染等环境问题的加剧，内燃机节能减排已成为车用动力系统开发的首要目标。均质充量压燃燃烧（HCCI）结合了柴油机及汽油机优点，能够在一定工况条件下实现热效率的提升以及 NOx 和颗粒物污染物排放的降低[1]。然而，传统汽油类燃料在均质压燃模式下燃烧过程不易控制等是其主要问题。通过添加自燃特性优异的燃料可以有效地解决燃烧控制问题并避免爆震和失火[2]。因此，选择正庚烷作为汽油的添加燃料可以通过调整二者比例进而调和混合燃料的燃烧特性，使燃料在均质压燃燃烧模式下充分发挥其燃烧潜能。除燃烧特性外，均质压燃发动机中混合气质量对燃料的燃烧状况也有较大影响[3]，通过调整可变气门正时策略（VVT）可以控制不同工况下所需进气量进而选择最佳的进气质量。

对于双燃料中的单一组分，正庚烷在均质压燃控制燃烧模式下燃烧可明显地分为两个阶段[4]。为展开到对实际双燃料替代燃料的研究，美国石溪大学的 Zhou 等[5]在零维均质压燃燃烧模型中对基础参比燃料(PRF)进行了燃烧分析，发现 PRF 也呈现两阶段燃烧，其中低温燃烧阶段主要与 PRF 中的正庚烷相关。为研究不同工况下双燃料组合特性对燃烧的影响，上海交通大学的吕兴才等[6][7]提出了一类均质压燃发动机的燃料设计概念，其中燃料组分及物化性质可根据发动机运行工况进行最优化，以正庚烷/异辛烷混合燃料作为实验燃料，发现混合燃料在均质压燃发动机中燃烧放热随着燃料比例的变化受很大程度的影响，且燃料的高温着火时刻可以通过调整燃料比例得到有效控制。此外上海交通大学的黄震等[8]对正庚烷/乙醇混合燃料在一台均质压燃实验机中开展了实验，其中正庚烷采用进气道喷射而乙醇采用缸内直喷，研究发现燃料消耗一半质量的时间点受双燃料混合比例影响很大，且燃烧持续期随着燃料总热值的增加而增加。除燃料组合性质外，为探究进气质量对均质压燃燃烧的影响，韩国科学技术院的 Yeom 等[9]对均质压燃发动机中燃料燃烧的研究表明，通过调节可变气门正时，可对缸内混合气流场分布、混合气质量进行实时控制，进而改变残余废气系数、温度分布等参数，实现对均质压燃模式下燃烧的优化控制。

上海交通大学的李忠照、章健勇等[10][11]在一台改进后的双燃料均质压燃的四缸发动机上，分析了进气温度、EGR 等参数对发动机燃烧过程的影响。本文基于前者的工作，在此均质压燃四缸发动机上进行了试验，研究了高正庚烷混合比条件下可变气门正时策略对燃烧放热和排放水平的影响，获得了对双燃料均质压燃发动机燃油经济性提升和排放降低的有效方法。此外，应用了三维流体力学软件对缸内温度场分布情况以及组分变化情况进行了仿真分析，对实验结果进行了进一步解释。

2. 实验与计算

2.1 实验装置及实验内容

本研究使用的为一台经改造的用于双燃料均质压燃燃烧的上汽 NSE1.5 四缸汽油机，发动机主要参数如表 1 所示。为实现双燃料均质压燃模式燃烧，在进气歧管中分别独立安装了正庚烷和汽油的喷射装置，通过改变喷油脉宽来控制两种燃料的喷油量。汽油比例（RG）的定义如下：

$$\mathrm{RG}=\frac{m_g\times LHV_g}{m_g\times LHV_g+m_n\times LHV_n} \quad (1)$$

其中，m_g为汽油喷油量，LHV_g为汽油低热值，m_n为正庚烷喷油量，LHV_n为正庚烷低热值。此外，发动机原机采用的 VVT 机构调节范围较小，由于改进后发动机的几何压缩比从 10.5 提高到了 13。为减小可能的爆震影响，在保证充气效率不受影响的条件下增加有效压缩比的调节范围，对进气凸轮型线进行了改进，如图 1 所示。

表 1 发动机主要参数

参数名称	参数值
气缸数	4
缸径×冲程/mm	75×84.8
排量/L	1.498
压缩比	13:1
供油方式	多点气道喷射

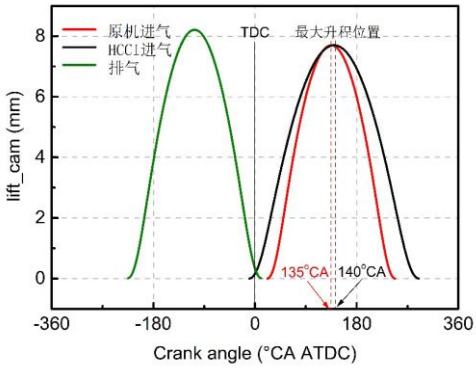


图 1 VVT 机构凸轮型线示意图

本研究的实验在保持发动机转速、进气温度、机油温度、冷却液温度不变的条件下，改变汽油比例及可变气门正时以探究其对不同负荷下燃烧的影响。通过缸压传感器采集缸压数据并输入燃烧分析仪得到缸内平均温度、放热率等燃烧相关数据。此外，为保证足够的充气量，在未增压的实验条件下将进气温度设置为较低的 15℃。实验边界及初始条件如表 2 所示。

表 2 实验边界、初始条件

参数名称	参数值
进气压力/bar	0.975
冷却液温度/℃	90
机油温度/℃	95
进气温度/℃	15
转速/rpm	1600
负荷/N·m	30~50
汽油比例	0~0.5
进气门开启/° CA ATDC[1]	-15~35
进气门关闭/° CA ATDC	211~261
排气门开启/° CA ATDC	135
排气门关闭/° CA ATDC	371

[1] ATDC：上止点后

2.2 计算模型及计算方法

应用三维 CFD 软件 CONVERGE 对改进后的发动机进气系统、燃烧室、活塞顶部及排气系统进行建模。经检验，模型运行过程中活塞与进、排气门均无干涉，仿真模型基本参数如表 3 所示。由于均质压燃发动机中湍流强度较小，因此湍流模型采用基于雷诺平均（RANS）的 RNG k-ε 模型。此外，均质压燃燃烧模式不依靠火花塞点火，燃料主要依靠自身化学性质燃烧，SAGE 燃烧模型可以耦合化学反应机理，适用于主要受燃料化学性质影响的燃料燃烧，因此选择 SAGE 模型进行计算。燃料机理采用 Liu 等[12]提出的基础参比燃料（PRF）骨架机理，包含 41 种组分和 124 个反应，其中汽油模型燃料选择 PRF93。

表 3 仿真模型基本参数

参数名称	参数值
实际气体状态方程	R-K 方程
湍流模型	RNG k-Ɛ 模型
燃烧模型	SAGE 模型
燃料机理	基础参比燃料（PRF）骨架机理
基本网格尺寸	4mm
最大加密网格尺寸	0.5mm
总网格数	1.0×10^5-8.0×10^5

计算模型正交六面体网格由 CONVERGE 自动生成，且根据实际计算需求在基本网格的基础上进行了自适应网格加密（AMR）以及固定网格加密，此类的自动网格生成模式可以在减少计算量的前提下提高计算精度。根据发动机几何尺寸，设置基础网格尺寸为 4mm，AMR 加密选择 1-3 层，即最小网格尺寸可达到 0.5mm。此外，为保证计算精度，在缸内几何边界、进气门阀座等温度、速度梯度较大的区域采取了固定网格加密，加密层数为 2-3 层，在全局计算过程中，网格数量从 1.0e5 到 8.0e5 之间变化。

由于燃料在均质压燃模式下燃烧受初始温度及边界温度影响较大，理想的计算条件与实际发动机的实验条件存在偏差，因此需要通过调节初始、边界条件、喷油量、湍流参数等对计算模型进行验证。最终设置的初始缸内温度 700~750K，初始排气温度 1100~1130K，初始进气歧管温度与进气温度保持一致 288K；活塞顶、气缸内壁及气缸盖边界温度 550~650K；喷油量参考实验工况下每循环喷油量 296.8J，设置的喷油质量占总进气质量比为 0.023%~0.024%。为保证模拟结果的准确性，本文对计算模型进行了验证，其中部分工况下模拟结果与实验数据的对比如图 2 所示。可以看到模拟结果的缸压曲线与实验数值基本吻合，说明仿真模型与实际发动机实验条件基本一致，模拟结果准确性较高，可以用来分析计算。

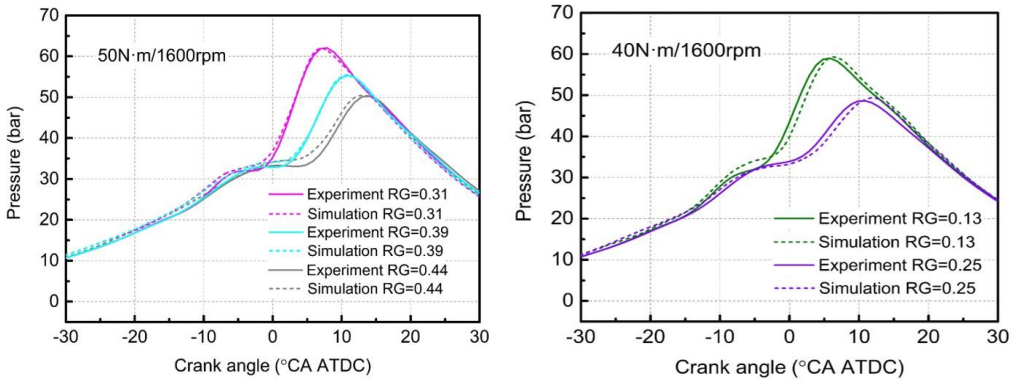


图 2 缸压曲线对比图（a）50N·m（b）40N·m

3. 结果与讨论

3.1 汽油比例对双燃料均质压燃燃烧影响分析

实验选择的工况点分别为 50N·m、40N·m、30N·m，转速均为 1600rpm，保持进气温度、机油温度、冷却液温度不变，控制进气门开启角（IVO）为-5° CA ATDC，通过调整汽油比例，研究汽油/正庚烷喷射比例对双燃料均质压燃燃烧的影响。实验过程如下：发动机在启动阶段先采用 SI（火花

塞点火）模式，以保证正常运行并过渡至均质压燃适用的工况，随后切换至双燃料均质压燃燃烧模式，调整总喷油量和节气门开度至目标负荷点后调整汽油比例，使燃烧保持稳定，对各组实验缸压数据依次记录，并通过零维燃烧模型计算得到相应放热率曲线。图 3(a)(b)显示了两种工况下汽油比例对燃烧压力和放热率影响的实验结果。可以看到随着汽油比例的增加，燃烧相位推迟，燃烧持续期变长。这是由于正庚烷放热过程分为低温反应放热和高温反应放热，随着汽油比例的增大，正庚烷低温反应释放的热量减少，缸内混合气温度上升减缓，因此均质压燃燃烧相位推迟。此外随着汽油比例增加，燃烧产生的压力升高率降低，放热率有所减缓，最大压力值也随之降低。

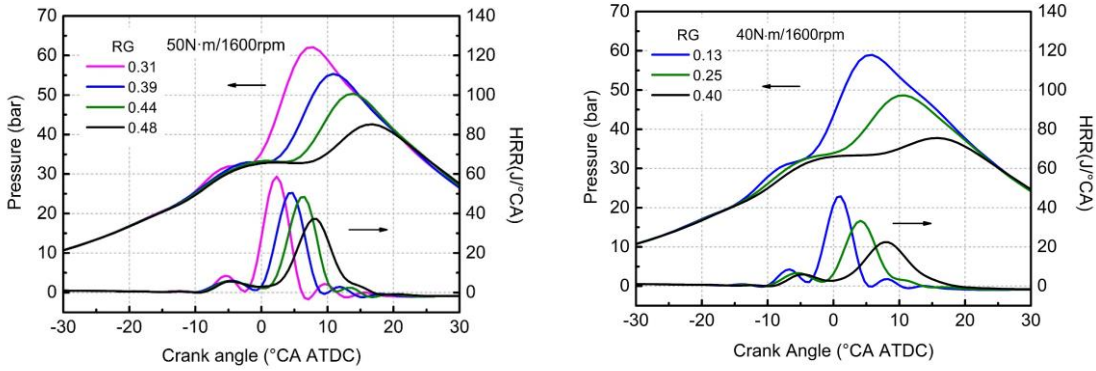


图 3 汽油比例 RG 对双燃料均质压燃燃烧缸内压力和放热率的影响（IVO=-5° CA ATDC）
（a）50N·m （b）40N·m

图 4(a)(b)所示为汽油比例对 CA10（累计放热率为 10%所对应的曲轴转角）和 CA50（累计放热率为 50%所对应的曲轴转角）影响的实验结果。可以看到不同负荷下 CA10 和 CA50 都随汽油比例的增加而推迟。30N·m 负荷下，RG 从 0 增加到 0.37 时，CA10 从-12°CA ATDC 推迟到-7°CA ATDC，CA50 从 0°CA ATDC 推迟到 13°CA ATDC；40N·m 负荷下，RG 从 0.01 增加到 0.4 时，CA10 从-12°CA ATDC 推迟到-5°CA ATDC，CA50 从-2°CA ATDC 推迟到 12° CA ATDC；50N·m 负荷下，RG 从 0.31 增加到 0.48 时，CA10 从-5°CA ATDC 推迟到-2°CA ATDC，CA50 从 3°CA ATDC 推迟到 13°CA ATDC。正庚烷比例的减少使低温反应阶段放热量减少，原有低温反应生成的活性组分对 HCCI 燃烧的促进作用以及 HCCI 燃烧放热对后续反应的叠加效应减弱，从而使得燃烧速度减缓，燃烧持续期加长，CA50 推迟。随着负荷的增加，CA10 相位更加推迟，CA50 相位相对提前，原因是高负荷状态下混合燃料喷射总量增加，使得总放热量增加，缸内温度升高加快，CA50 提前。

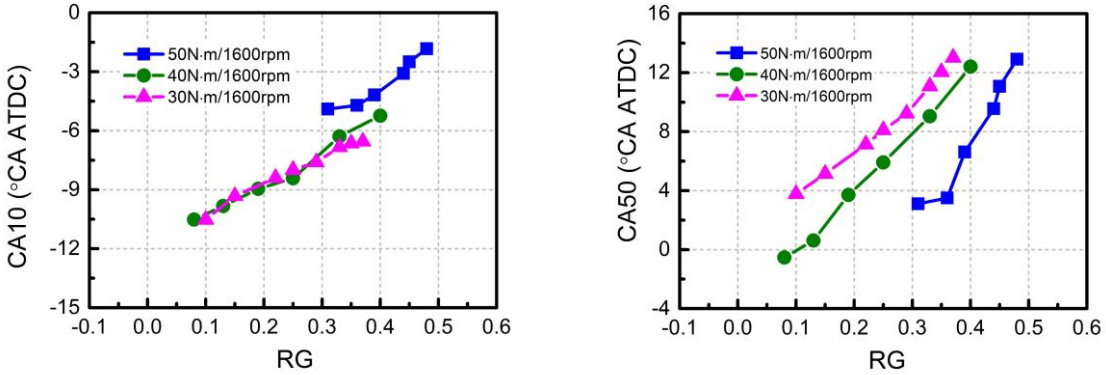


图 4 汽油比例 RG 对 CA10 和 CA50 的影响（a）CA10（b）CA50

图 5 所示为汽油比例对有效燃油消耗率 be 的影响规律。可以看到随着汽油比例的增加，be 先减小后增加，各工况下均存在 be 最低的汽油比例点，可以解释为随着汽油比例增加，燃烧相位 CA50

推迟，对应放热率峰值点推迟，当放热率峰值点接近 2-4° CA ATDC 时，代表着在此时燃烧压力升高率最大，燃烧稳定性也较好，其燃烧潜力可以得到最大限度的发挥，因此燃油消耗率最低。对比不同负荷下的最佳燃油消耗率点，30N·m 负荷下最低 be 对应 RG 为 0.1，40N·m 负荷下最低 be 对应 RG 为 0.19，50N·m 负荷下最低 be 对应 RG 为 0.39，可以看到随着负荷的增加，最佳有效燃油消耗率 be 对应的汽油比例点随之增加，这是因为负荷增加使整体喷油量增加，燃料燃烧相位提前，放热峰值点提前，因此为使放热峰值保持在燃油消耗率最佳的 2-4° CA ATDC，增加汽油比例可推迟燃烧相位。综上，在负荷和汽油比例的共同作用下，燃油消耗率最佳的汽油比例点随着负荷的增加而增加。

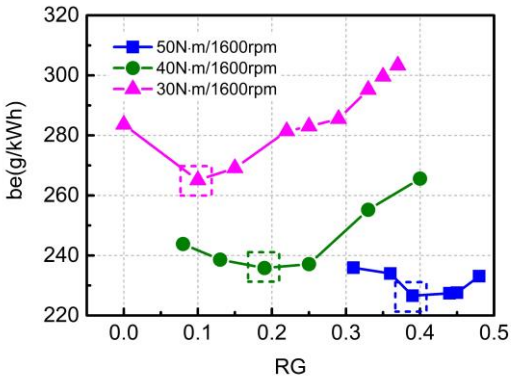


图 5 汽油比例 RG 对有效燃油消耗率 be 的影响

图 6(a)(b)所示为汽油比例对 HC 和 CO 排放影响实验结果。总体上来说，HC 和 CO 的排放均随汽油比例的增加而升高。HC 主要由气缸壁面的冷激效应产生，受缸内温度的影响，当汽油比例升高时，缸内温度降低，壁面冷激效应增强，HC 排放大幅升高。对比不同负荷点，50N·m 下的 HC 排放低于 40N·m 和 30N·m，可见随着负荷的增加，缸内温度增加，壁面冷激效应减弱，HC 排放大幅降低。CO 排放与燃烧温度相关，随着缸内温度的降低，CO 向 CO2 转化反应减弱，CO 排放升高，30N·m 负荷点下，RG 为 0.37 时，CO 排放达到 1%，40N·m 负荷点下，RG 为 0.4 时，CO 排放达到 0.8%，50N·m 负荷点下，RG 为 0.48 时，CO 排放达到 0.23%。这是由于随着发动机负荷的上升，缸内温度升高，燃烧稳定性改善，CO 向 CO2 转化反应增强，CO 排放大幅降低。

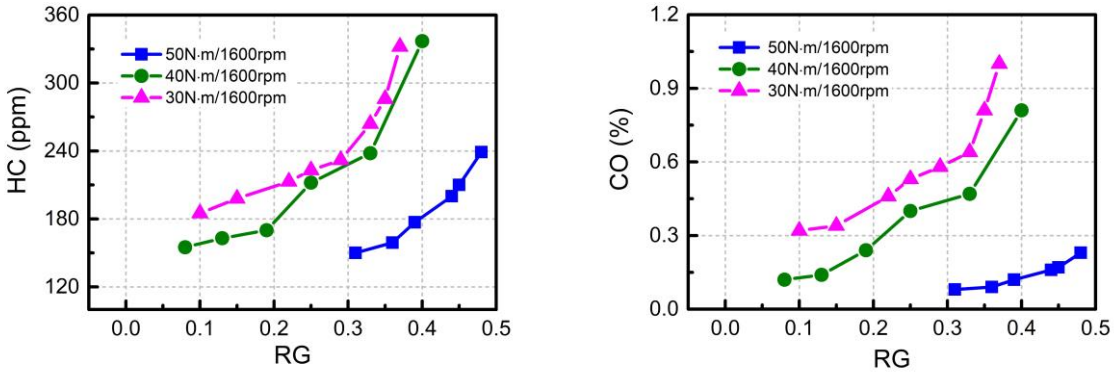
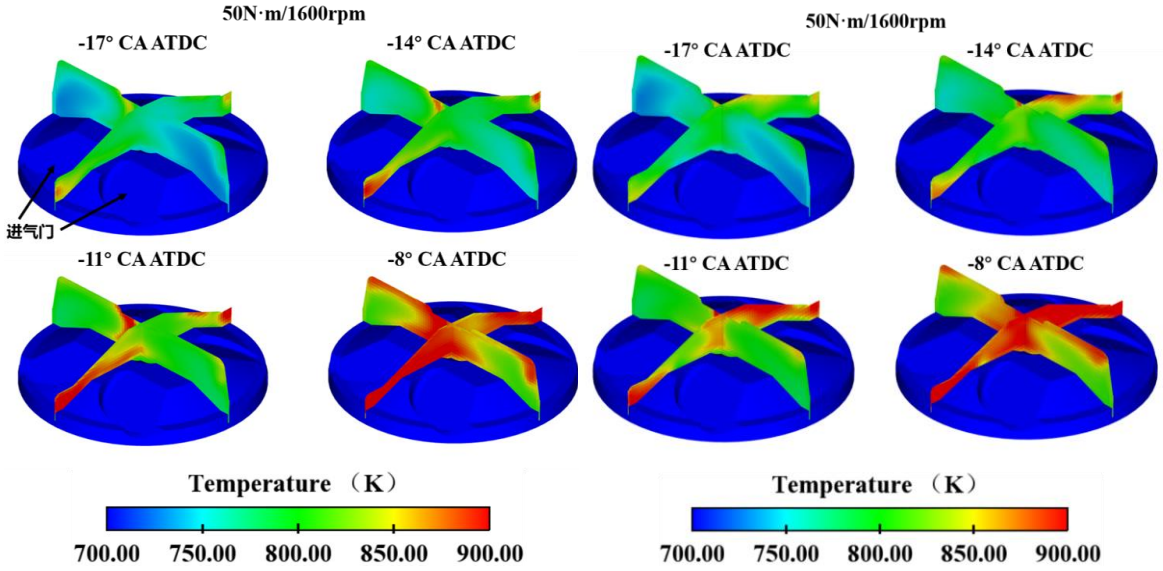


图 6 汽油比例 RG 对 HC 和 CO 排放的影响（a）HC（b）CO

结合放热过程的实验结果，为探究双燃料均质压燃两阶段燃烧的具体过程，对模拟仿真的温度场可视化得到结果如图 7、8 所示。图 7(a)(b)显示为 IVO=-5° CA ATDC、负荷为 50N·m/1600rpm 条件下两种比例的燃料低温放热阶段（700K~900K）缸内温度场分布情况。可以看到在相同的时刻

RG=0.31 与 RG=0.39 两种比例燃料的低温温度变化情况接近一致，即不同汽油比例下燃料低温燃烧的燃烧相位相近，低温燃烧放热差别较小。将图 7 的仿真结果与图 3(a)中实验结果相对比可以观察到，低温放热相位受汽油比例变化的影响非常小，低温放热持续期随着汽油比例的增加而略有增加。通过以上分析，可以表明实验与仿真结果的一致性。



（a）RG=0.31　　（b）RG=0.39

图 7 低温放热阶段缸内温度场分布（IVO=-5° CA ATDC）

图 8(a)(b)为 IVO=-5° CA ATDC、负荷为 50N·m/1600rpm 条件下高温放热阶段（900K~1800K）缸内温度场分布情况。可以发现对于 RG=0.31 和 RG=0.39 的两种燃料，高温阶段放热的相位差比较明显，达到相似的燃烧接近充分状态的时刻分别为 9° CA ATDC 和 12° CA ATDC，相位差为 3° CA，此时缸内大部分区域已经达到高温放热产生的最高温度。根据仿真结果，RG=0.31 与 RG=0.39 两种燃料所产生平均最高温度分别为 1915K 和 1855K，达到最高温度的时刻均对应放热率经过峰值后迅速降低的时刻。对比图 3(a)实验结果可以发现，两种燃料放热率由峰值降低至第一次经过零放热率线的时刻分别为 7° CA ATDC 和 9° CA ATDC，相位差为 2° CA。再对仿真结果的对比可以发现，RG=0.31 的燃料在初始时刻（0° CA ATDC）缸内温度只有在进排气门附近的燃烧起始点超过了 1000K，表明即将开始高温阶段燃烧，而 RG=0.39 的燃料在初始时刻的温度场已经在一部分区域内超过了 1000K，即高温燃烧已经开始。综上所述，随着汽油比例的减小，双燃料高温阶段燃烧发展速度更快，燃烧持续期更短，这与实验结果相符。

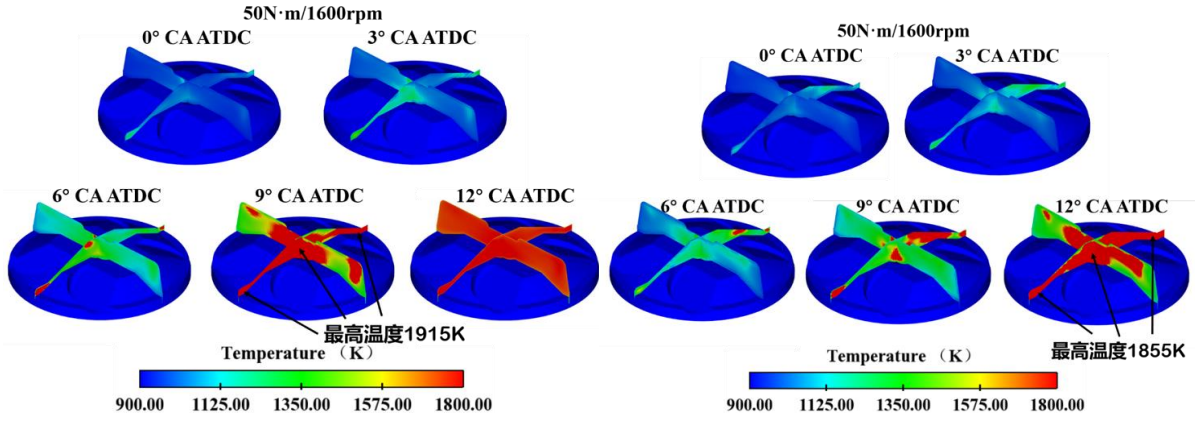


图 8 高温放热阶段缸内温度场分布（IVO=-5° CA ATDC）（a）RG=0.31（b）RG=0.39

3.2 可变气门正时策略对双燃料均质压燃燃烧的影响

实验选择 50N·m/1600rpm 的工况负荷点，保持冷却液温度、进气温度、发动机转速不变，汽油比例分别取 RG=0.2、RG=0.3、RG=0.4，通过调整 IVO，研究可变气门正时策略对双燃料均质压燃燃烧的影响。实验过程如下：发动机在启动阶段先采用 SI 模式，随后切换至双燃料均质压燃模式，调节进气门开启角度范围为-15° CA ATDC 到 35° CA ATDC，对各组实验缸压数据依次记录，并通过零维燃烧模型计算得到相应放热率曲线。图 9(a)(b)显示了不同汽油比例下 IVO 变化对缸内压力和放热率曲线的影响。可以看到在相同汽油比例下，随着进气门开启时刻的推迟，压力峰值降低，燃烧放热峰值降低，最大压力升高率也有所下降，压力峰值和燃烧放热峰值所对应的时刻也相应延后，即燃烧相位随着 IVO 的推迟而推迟。与汽油比例变化对燃烧影响不同的是，进气门开启角的延后使整个进气过程延后，进气量减少，从图中可以看到在-20° CA ATDC 燃烧开始前，相同时刻的缸内压力随着 IVO 的推迟而降低，故对应时刻缸内温度有所降低，双燃料均质压燃发动机中燃料的燃烧受进气温度影响较大，因此低温阶段燃烧相位延后，整体燃烧相位延后。故 IVO 的变化同时对低温和高温阶段的燃烧相位产生影响。

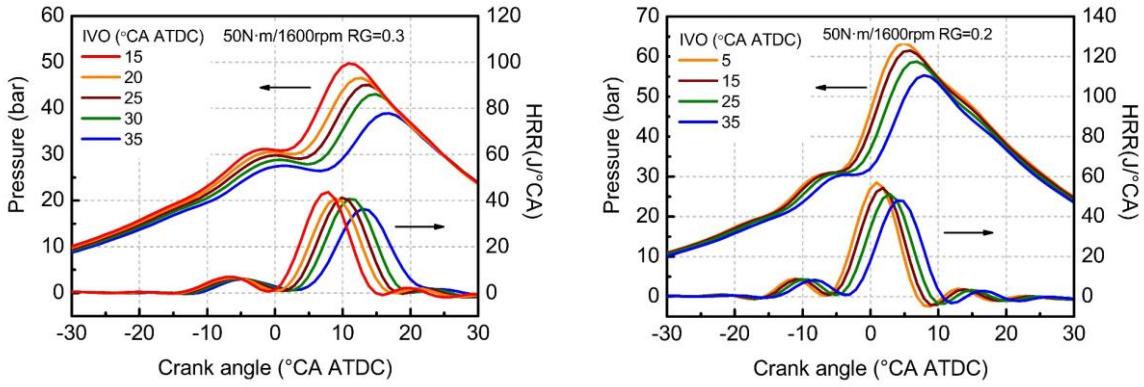


图 9 进气门开启时刻对双燃料均质压燃燃烧缸内压力和放热率的影响（a）RG=0.3（b）RG=0.2

图 10(a)(b)显示进气门开启角度对燃烧 CA10 和 CA50 燃烧相位的影响。可以看到在 50N·m/1600rpm 下，随着进气门开启角度的推迟，CA10 和 CA50 均有推迟。这是由于进气门开启角度推后，进气量降低，充气效率降低，对燃烧有抑制作用，减缓了正庚烷的低温放热反应，同时由于低温反应放热的叠加效应，使得燃烧持续期延长，CA10 和 CA50 推迟。同时由图可知，在汽油比例较高时，进气门开启角度对燃烧相位 CA10 和 CA50 的影响幅度较小，主要原因是正庚烷比例较低使低温放热反应占比较小，因此整体燃烧受充气效率影响比例较小。

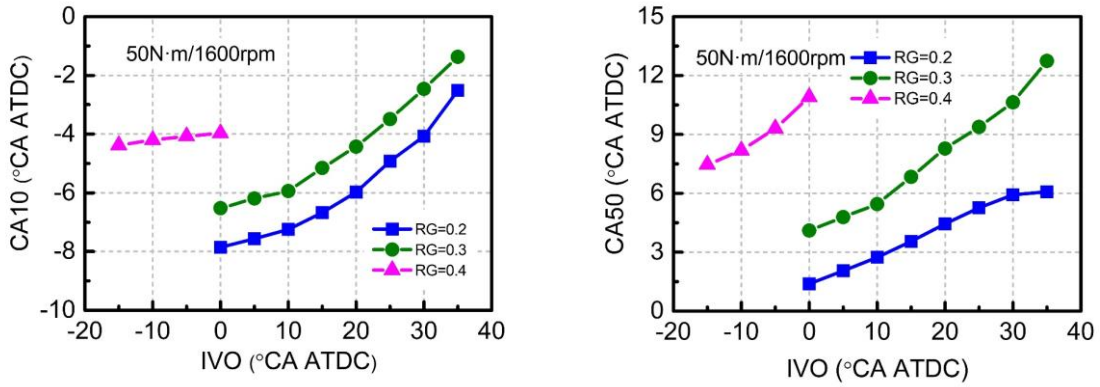


图 10 进气门开启时刻对 CA10 和 CA50 的影响（a）CA10（b）CA50

图 11(a)(b)所示为 IVO 对 HC 和 CO 排放影响的实验结果，可以看到，随着 IVO 的推迟，HC、CO 排放均有所升高，因此 IVO 的提前有利于 HC 和 CO 排放的降低。IVO 的推迟与汽油比例的增加产生的作用效果相近，其导致充气质量降低，燃烧稳定性变差，缸内燃烧温度降低，气缸壁面冷激效应加强，HC 排放增加，CO 到 CO2 的氧化转换反应减缓，CO 排放有所升高。

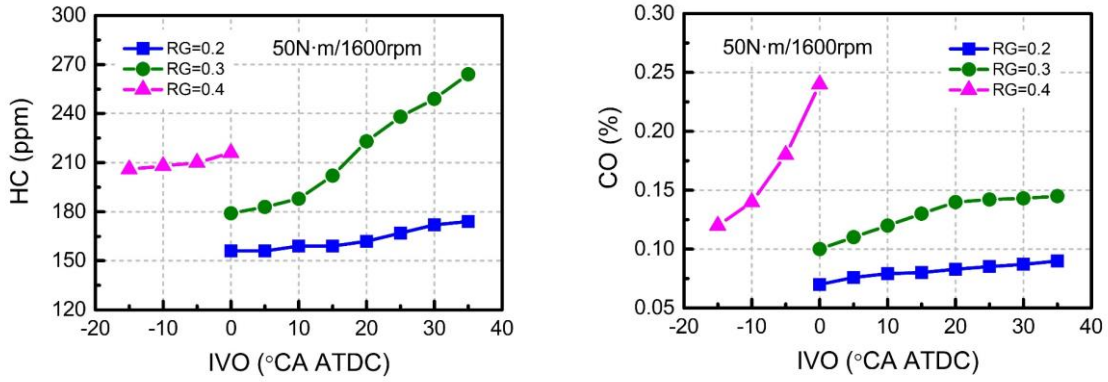


图 11 可变气门正时对 HC 和 CO 排放的影响（a）HC（b）CO

仿真得到的温度场结果如图 12、13 所示。图 12 所示为 RG=0.31 的燃料在 IVO=15° CA ATDC 低温放热阶段（700K~900K）缸内温度场分布情况。与图 7(a)相同汽油比例在 IVO=-5° CA ATDC 的低温放热段缸内温度场分布对比可以看到，在-17° CA ATDC 的时刻，IVO=15° CA ATDC 的低温燃烧尚未开始，而 IVO=-5° CA ATDC 相同时刻已经有 800-900K 温度的区域。在达到相近的燃烧状态时，IVO=15° CA ATDC 的温度场变化趋势比 IVO=5° CA ATDC 的温度场变化趋势整体延后了约 3° CA，这表明 IVO 从-5° CA ATDC 改变至 15° CA ATDC 后，低温燃烧的起始相位延后了约 3° CA。此外，分别对图 12 和图 7(a)中后两个时刻超过 900K 的红色温度区域覆盖面积的对比可以看到，IVO 的推迟使经过相同时间所积累的缸内温度有所下降，这与实验所得低温放热阶段相位延迟、放热量有所降低相符合。图 13 所示为 RG=0.31 的燃料在 IVO=15° CA ATDC 高温放热阶段（900K~1800K）缸内温度场分布情况。与图 8(a)相同燃料在 IVO=-5° CA ATDC 的高温放热段缸内温度场分布对比可以看到，对于 IVO=15° CA ATDC 的仿真结果，燃烧相位约推迟了 3° CA。以图中第一个时刻相同的燃烧状态作为起始点，经过相等的时间后高温区域的覆盖面积明显比 IVO=-5° CA ATDC 小，这说明高温阶段放热相位延后。仿真结果显示缸内平均温度最大值约为 1852K，表明 IVO 的推迟使高温放热降低，对比实验数据可以发现高温阶段燃烧相位推迟、放热率降低，仿真结果与实验保持一致。

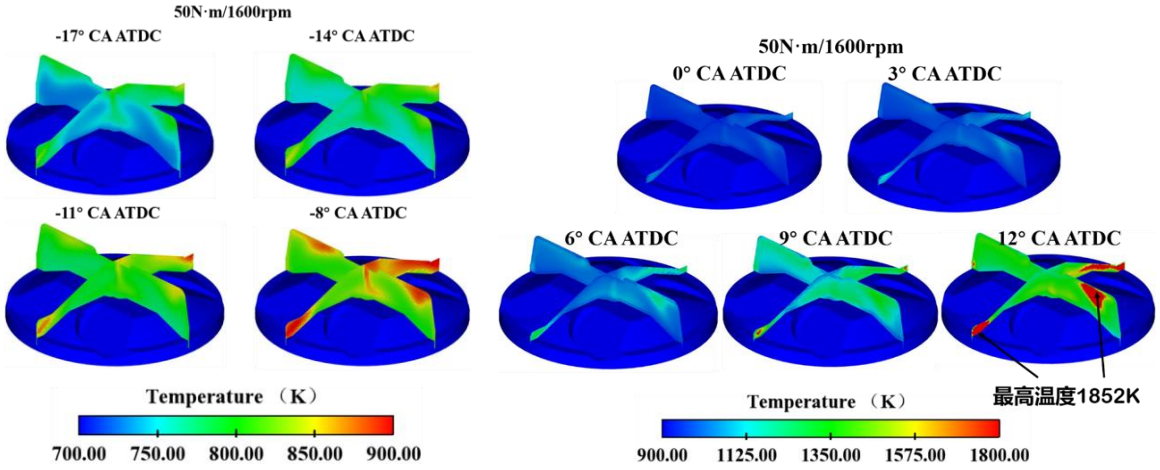


图 12、13 低、高温放热阶段缸内温度场分布（IVO=15° CA ATDC，RG=0.31）

在双燃料均质压燃燃烧过程中，各中间产物的组分变化主要受温度影响，因此通过对仿真得到的各组分数据结果在两阶段燃烧中的变化进行分析，图 14(a)(b)(c)显示了 50N·m/1600rpm 负荷条件下重要活性基团 OH、甲醛 CH2O、甲基 CH3 及 CO 随温度变化在不同汽油比例及 IVO 下的仿真结果。可以观察到 CH2O 和 CO 在低温燃烧阶段迅速产生，而在低温至高温阶段的过渡期间，CH2O 有非常少量生成，CO 则有大量生成，其生成量约为低温阶段生成量的 5 倍。进入高温燃烧阶段前 CH2O 被缓慢消耗，CO 则在高温阶段期间被迅速消耗，生成大量燃烧的最终产物 CO2。CH3 的变化则明显体现了与放热率变化相对应的两阶段趋势，其少量生成与低温阶段，且生成的时间较 CH2O 和 CO 组分早约 4° CA，这说明 CH3 是在燃烧开始时立刻产生的。在低温阶段期间，CH3 被部分消耗。在低温至高温的过渡阶段 CH3 开始再次生成，生成速率逐渐增加，进入高温阶段后 CH3 被迅速消耗殆尽。活性基团 OH 在低温燃烧阶段几乎没有生成，而在进入高温燃烧阶段期间迅速生成，随着高温段燃烧被缓慢消耗殆尽。此外由图还可以观察到，随着汽油比例由 0.31 变为 0.44，正庚烷比例减小，低温阶段燃烧温度变化较小，而高温阶段燃烧温度峰值下降了约 100K，CO、CH2O 和 CH3 的生成量均略有降低，影响高温阶段放热的 OH 最大生成量减小了 30%，这表明 CO、CH2O 和 CH3 主要受低温燃烧影响，而活性基团 OH 与高温燃烧阶段密切相关。RG=0.44 的 CO 燃烧剩余量较 RG=0.31 的 CO 燃烧剩余量增加了约 0.1%，与图 6 中实验所得 CO 排放的结果相近。最后，对比图 16(a)(c)可以看到 IVO 推迟对各组分及温度的变化影响与汽油比例增加产生的趋势相似，且 CO 燃烧剩余量随着 IVO 的推迟同样有所增加。

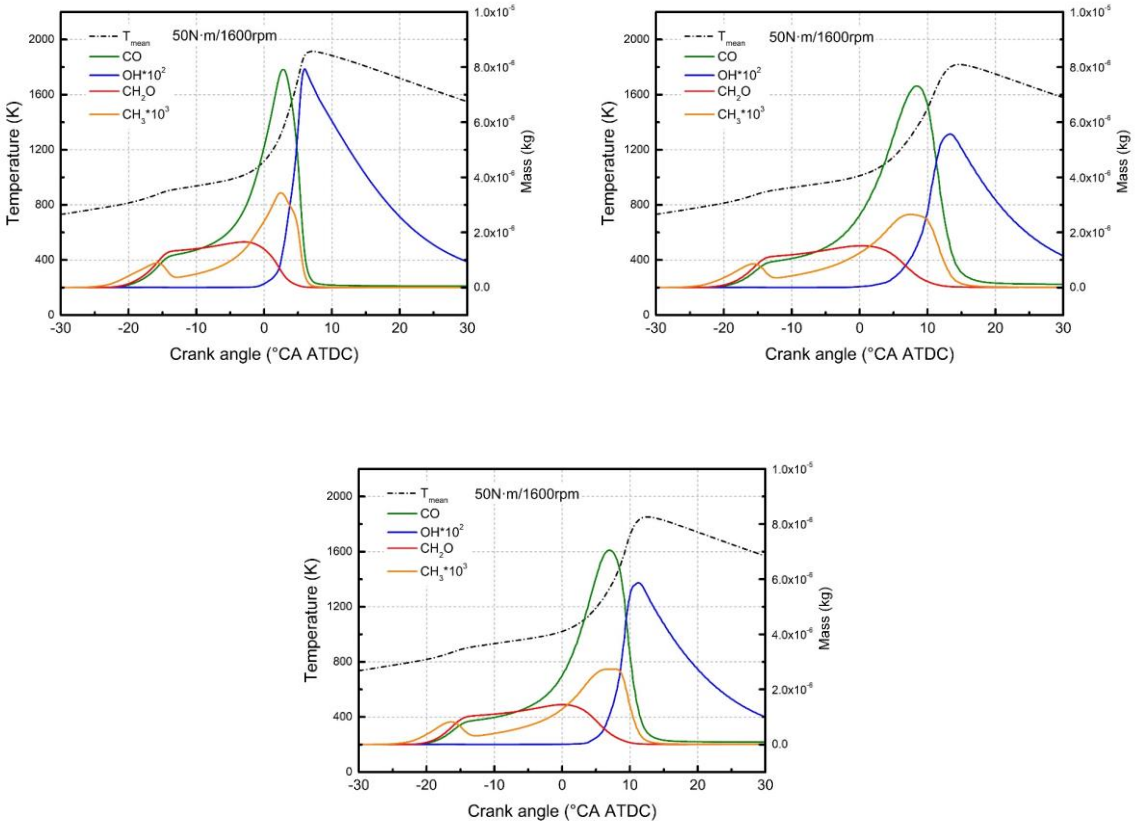


图 14 燃烧中主要组分随缸内平均温度的变化（a）RG=0.31 IVO=-5° CA ATDC（b）RG=0.44 IVO=-5° CA ATDC（c）RG=0.31 IVO=15° CA ATDC

4. 结论

本文对正庚烷/汽油双燃料在均质压燃发动机中燃烧过程进行了实验和仿真研究，对不同汽油比例、可变气门正时策略条件下缸内压力变化、放热率变化、累积放热及排放等实验数据进行了对比，结合三维模型仿真得到的可视化缸内温度场变化、各组分及温度变化曲线对燃料低温、高温燃烧阶段进行了分析，得到的主要结论如下：

（1）在 IVO=-5° CA ATDC 的条件下，汽油比例对双燃料均质压燃低温燃烧阶段燃烧相位的影响很小，随着正庚烷比例的增大，低温阶段的燃烧持续期有所减少，对于高温燃烧阶段，RG=0.39 的燃料较 RG=0.31 的燃料燃烧相位推迟约 3° CA，最高平均温度降低约 60K；CA10 和 CA50 随着汽油比例的增加而推迟，且随着负荷的增加，CA10 相位相对推迟，CA50 相位相对提前；燃油消耗率随汽油比例的增加先减小后增加，50N·m、40N·m 及 30N·m 工况下燃油消耗量最低对应的汽油比例分别为 0.39、0.19 及 0.1；正庚烷比例的增加有利于 HC 和 CO 排放的降低，且随着负荷增加，HC 和 CO 的排放均大幅降低。

（2）不同可变进气策略对双燃料燃烧和排放均有不同程度的影响。推迟进气门开启角使发动机充气效率降低，燃烧相位滞后，CA10 和 CA50 均推迟，进气门开启角在 RG=0.31 的条件下，IVO=15° CA ATDC 相比于 IVO=-5° CA ATDC 的燃料低温燃烧和高温燃烧相位均有所推迟，低温燃烧起始时刻延后约 3° CA，高温燃烧相位延后约 3° CA；随着进气门开启角的推迟，低温阶段放热量略有减少，高温阶段放热明显减少，燃烧持续期增加，IVO=15° CA ATDC 较 IVO=-5° CA ATDC 的高温阶段燃烧最高平均温度降低约 60K；在相同的汽油比例和工况下，进气门开启角的提前有利于 HC 和 CO 排放的降低。

（3）正庚烷/汽油在均质压燃燃烧模式下，汽油比例的增加使燃烧峰值温度降低，燃烧过程中 CH2O 和 CH3 等中间产物生成减少，但 CO 剩余量有所增加；进气门开启延后亦使燃烧峰值温度降低，高温阶段 OH 生成大幅减少，CO 燃烧剩余量增加。

5 参考文献

[1] Yao M F, Zheng Z L, Liu H F. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. Progress in Energy and Combustion Science, 2009, 35(5):398~437.

[2] Qian Y, Li H, Han D, et al. Octane rating effects of direct injection fuels on dual fuel HCCI-DI stratified combustion mode with port injection of n-heptane. Energy, 2016, 111:1003~1016.

[3] He B Q, Liu M B, Yuan J, et al. Combustion and emission characteristics of a HCCI engine fuelled with n-butanol–gasoline blends. Fuel, 2013, 108:668~674.

[4] Shigeyuki T, Ferran A, James C K, et al. Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives. Combustion and Flame, 2003, 132:219~239.

[5] Zhou Y C, Hariharan D, Yang R N, et al. A predictive 0-D HCCI combustion model for ethanol, natural gas, gasoline, and primary reference fuel blends. Fuel, 2019, 237:658~675.

[6] Lu X C, Chen W, Huang Z. A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 1. The basic characteristics of HCCI combustion. Fuel, 2005, 84(9):1074~1083.

[7] Hou Y C, Huang Z, Lu X C et al. Fuel design real-time to control HCCI combustion. Chinese Science Bulletin, 2006, 51(21):2673~2680.

[8] Huang Z, Ji L B, Han D, et al. Experimental study on dual-fuel compound homogeneous charge compression ignition combustion. International Journal of Engine Research, 2013, 14(1):23~33.

[9] Yeom K, Jang J Y, Bae C S. Homogeneous charge compression ignition of LPG and gasoline using variable valve timing in an engine. Fuel, 2007, 86:494~503.

[10] Zhang J Y, Li Z Z, Zhang K Q, et al. Effects of intake air temperature on HCCI combustion and emissions with gasoline and n-heptane. Thermal Science, 2015, 19(6):1897~1906.
[11] Huang Z, Li Z Z, Zhang J Y, et al. Active fuel design—A way to manage the right fuel for HCCI engines. Frontiers in Energy, 2016, 10(1):14~28.
[12] Liu Y D, Jia M, Xie M Z, et al. Enhancement on a Skeletal Kinetic Model for Primary Reference Fuel Oxidation by Using a Semidecoupling Methodology. Energy & Fuels, 2012, 26:7069~7083.