

喷油策略对汽油压燃燃烧及碳烟生成过程影响的数值模拟研究

郑尊清, 王梦玉, 王 浒, 尧命发

(天津大学 内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津 300072)

Numerical Simulation of Effects of Injection Strategy on Combustion and Soot Formation Process of Gasoline Compression Ignition

ZHENG Zunqing, WANG Mengyu, WANG Hu, YAO Mingfa

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

Abstract: Based on the three-dimensional computational fluid dynamics(CFD) software CONVERGE, a computational model of gasoline compression ignition(GCI) was established by coupling reduced toluene reference fuel(TRF) chemical kinetic mechanism with a phenomenological soot model. With various port fuel injection(PFI) ratios, main injection timings and pilot-main injection intervals of direct injection(DI), the effects of the injection strategy combining PFI with DI on the combustion and soot formation processes of GCI at high load conditions were studied. The results show that higher PFI ratio, earlier main injection timing and greater pilot-main injection interval can shorten the combustion duration and increase the concentrated combustion, resulting in less soot. Besides, the PFI ratio has a great influence on soot nucleation and surface growth, and earlier main injection timing can increase the oxidation rate. With the PFI ratio of 40%, main injection timing at 8° in crank angle before the top dead center and pilot-main injection interval of 15° , the soot is $0.0151 \text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$, which is 33.8% lower than the baseline experimental condition, and the maximum pressure rise rate is also controlled within an acceptable range.

摘要: 基于三维计算流体动力学(CFD)软件 CONVERGE, 耦合甲苯掺比燃料(toluene reference fuel, TRF)简化动力学机理及多步现象学碳烟模型, 建立汽油压燃(GCI)的数值模拟模型。通过改变气道喷射比例、主喷时刻和预主喷间隔研究了高负荷条件下气道喷射结合缸内直喷的喷油策略对 GCI 燃烧及碳烟生成过程的影响。研究表明, 增加气道喷射比例、提前主喷时刻和增大预主喷间隔都能够缩短燃烧持续期, 使放热更为集中, 从而降低碳烟排放; 改变气道喷射比例对碳烟成核及表面生长有较大的影响, 主喷时刻提前能够提高氧化速率。当气道喷射比例为 40%, 主喷时刻为 -8° , 预主喷间隔为 15° 时, 碳烟排放为 $0.0151 \text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$, 相比试验基准工况降低了 33.8%, 而最大压升率也控制在可接受的范围内。

关键词: 汽油压燃; 碳烟排放; 气道喷射; 缸内直喷; 数值模拟

Key words: gasoline compression ignition; soot emissions; port fuel injection; direct injection; numerical simulation

DOI: 10.13949/j.cnki.nrgc.2020.02.003

中图分类号: TK421

收稿日期: 2019-06-13

修回日期: 2019-07-18

基金项目: 国家自然科学基金项目(51576138, 51876140)

Foundation Item: National Natural Science Foundation of China(51576138, 51876140)

作者简介: 郑尊清(1973—), 男, 副研究员, 博士生导师, 主要研究方向为内燃机燃烧及排放控制, E-mail: zhengzunqing@tju.edu.cn;

王 浒(通信作者), E-mail: wang_hu@tju.edu.cn。

0 概述

随着环境污染和能源短缺问题的加剧,内燃机热效率和污染物排放问题受到广泛关注。排放法规的日益严格也使得内燃机高效清洁先进燃烧技术的研究更加迫切。汽油压燃(GCI)通过在上止点附近直喷汽油,在有效控制燃烧相位的同时实现混合气预混与燃烧分离,从而实现高效率、低排放燃烧^[1-3]。但在高负荷条件下,由于循环喷油量,喷油与燃烧无法完全分离,燃烧过程中仍存在较大比例的扩散燃烧,造成碳烟排放升高等问题。

在汽油压燃高负荷工况范围扩展方面,国内外开展了许多相关研究^[4-10],通过燃料特性优化、可变气门正时、废气再循环(exhaust gas recirculation, EGR)、喷油策略等策略可将 GCI 工况范围扩展至高负荷,但所伴随的高压力升高率和碳烟排放问题仍有待解决。文献[11]研究了汽油压燃高速高负荷条件下两次喷油策略对燃烧及排放的影响,发现预喷油量较小时推迟预喷能实现低于单次喷射的碳烟排放和最大压升率,改变预喷油量时碳烟排放与最大压力升高率之间存在折中关系。文献[12]研究了气道喷射(PFI)结合缸内直喷的喷油策略对汽油压燃燃烧及排放的影响,结果表明,通过气道喷射形成均匀混合气,缸内直喷形成混合气分层,能够有效地控制燃烧过程并降低碳烟排放。因此,将气道喷射结合缸内直喷应用于汽油压燃高负荷工况有望解决其碳烟排放高的问题,但这种复合喷油策略对碳烟生成氧化过程的影响及如何平衡碳烟排放和压力升高率之间的折中关系需要展开进一步研究。

近年来研究人员针对汽油压燃开展了数值模拟研究^[13-16],对比了不同化学反应机理、湍流模型、碳烟模型等在模拟汽油压燃燃烧及碳烟排放方面的准确性,为汽油压燃数值模拟提供了借鉴。文献[17]使用三维计算流体动力学(CFD)软件 CONVERGE 耦合简化的甲苯掺比燃料(toluene reference fuel, TRF)机理及详细碳烟模型,模拟研究了汽油部分预混压燃(partly premixed compression, PPC)燃烧模式下的燃烧及碳烟生成过程,发现 PPC 燃烧模式表现出较明显的分层燃烧特点,同时其缸内温度及当量比环境可以有效地避开碳烟生成条件。文献[18]基于 CONVERGE 软件研究了 GCI 燃烧过程中碳烟生成氧化的过程,并对比了 3 种多步现象学碳烟模型的预测性能,发现文献[19]的多步现象学碳烟模型预测的碳烟生成分布更接近试验值。将适合的化学反应机理与碳烟模型耦合的 CFD 数值模拟研究有助于揭示汽

油压燃燃烧过程中的碳烟生成及氧化机理。

本课题组前期试验研究了气道喷射结合两次缸内直喷对汽油压燃燃烧及排放的影响,发现调整喷油策略能够改善燃烧控制及碳烟排放问题,但这种喷油策略降低高负荷碳烟排放的机理仍有待进一步揭示。基于此,采用三维 CFD 软件 CONVERGE 并耦合 TRF 简化化学反应动力学机理及多步现象学碳烟模型,研究了高负荷条件下气道喷射结合两次缸内直喷的喷油策略对汽油压燃燃烧过程及碳烟生成氧化过程的影响机理,为改善高负荷条件下汽油压燃的碳烟排放提供理论指导。

1 模型设置及验证

本研究中基于三维 CFD 软件 CONVERGE 进行数值模拟计算,对汽油压燃燃烧及碳烟生成过程进行模拟研究。计算过程中采用的模型包括 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型、KH-RT 喷雾破碎模型^[20]、O'Rourke 碰撞模型、多组分蒸发模型、湍流耗散模型及详细化学动力学求解器 SAGE^[21]。

模拟中使用三组分 TRF 汽油替代物(体积分数 16.3%正庚烷、31.0%甲苯和 52.7%异辛烷)^[22]来模拟试验中使用的 92 号汽油,其主要理化特性参数见表 1。模拟过程中所采用的化学机理为文献[23]构建的 TRF 简化化学反应动力学机理,其中包含了 109 个组分和 543 步化学反应,并耦合文献[19]中的 CONVERGE 用户自定义函数中多步现象学碳烟模型。该碳烟模型以芘(A_4)为前驱物,以乙炔(C_2H_2)为表面生长组分,并通过氧气和 OH 基团对碳烟进行氧化,以此模拟碳烟的生成和氧化过程。喷雾模型及碳烟模型在本课题组以前的研究^[20]中已标定和验证。

表 1 92 号汽油与汽油替代物甲苯掺比燃料 TRF31 的主要理化特性参数

项目	参数	
燃料	92 号汽油	TRF31
正庚烷体积分数/%	—	16.3
异辛烷体积分数/%	—	52.7
甲苯体积分数/%	—	31.0
研究法辛烷值(ROD)	92.00	91.96
马达法辛烷值(MON)	86.00	85.98
低热值/(MJ·kg ⁻¹)	43.61	43.06
密度/(g·mL ⁻¹)	0.746	0.752

模拟的发动机采用 8 孔喷油器,喷油油束沿气缸轴线对称分布,所以计算中采用 1/8 扇形体进行计算以提高计算效率。模型的基础网格尺寸为 2.0 mm,采用 2 级自适应加密并对喷油器周围进行

嵌入式加密,最小网格尺寸 0.5 mm,最大网格数约 300 000。计算网格如图 1 所示,模拟发动机技术参数如表 2 所示(本文中曲轴转角度数正数表示上止点后,负数表示上止点前)。

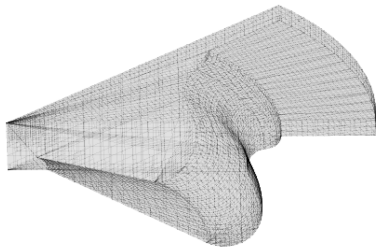


图 1 上止点时的计算网格示意图

表 2 发动机模拟主要技术参数

项目	参数
缸径/mm×行程/mm	105×125
连杆长度/mm	210
转速/(r·min ⁻¹)	1 500
几何压缩比	16
进气门关闭时刻/(°)	-133
排气门开启时刻/(°)	125
喷孔直径/mm	0.15
油束锥角/(°)	150
涡流比	1.5

根据试验工况设定的数值模拟边界条件如表 3 所示。将模拟计算的缸压、放热率与试验数据进行对比,结果如图 2 所示。表 4 进一步对比了试验和模拟的相关燃烧、排放特性参数。模拟和试验均采用进气道喷射 37%油量,缸内直喷采用两次喷射策略。图 2 表明模拟计算的缸压与试验结果吻合良好,放热率曲线也能够很好地反映预混和扩散的两阶段放热特征。放热曲线与试验结果有一定的差异,一方面可能是因为模拟所采用的三组分 TRF 汽油替代物的低热值及蒸发雾化特性与汽油存在一定差异;另一方面在前期喷雾标定过程中,因没有多组分燃料的试验数据,仅采用单一组分正庚烷进行了喷雾模型标定,后续计算采用与其相同的喷雾破碎模型参数,这可能也是放热率曲线与试验结果存在差异的原因。表 4 中的数据显示模拟计算的燃烧起点(CA10)、燃烧重心(CA50)、碳烟排放及燃烧效率与试验结果基本一致,NO_x 排放、最大压升率略低于试验结果。其中 CA10 即累计放热率为 10%所对应的曲轴转角,CA50 即累计放热率为 50%所对应的曲轴转角。综合来看,模型可以较为准确地反映发动机实际的燃烧和排放,具有较高的可信度。

表 3 模型标定边界条件设置

项目	参数	
转速/(r·min ⁻¹)	1 500	
进气压力/MPa	0.22	
进气温度/K	314	
轨压/MPa	60	
每循环喷油量/mg	PFI	33
	预喷	9
	主喷	48
预喷时刻/(°)	-21	
主喷时刻/(°)	-6	
EGR 率/%	0	
燃油替代物	TRF31	
化学反应机理	TRF 简化化学反应动力学机理 ^[21]	

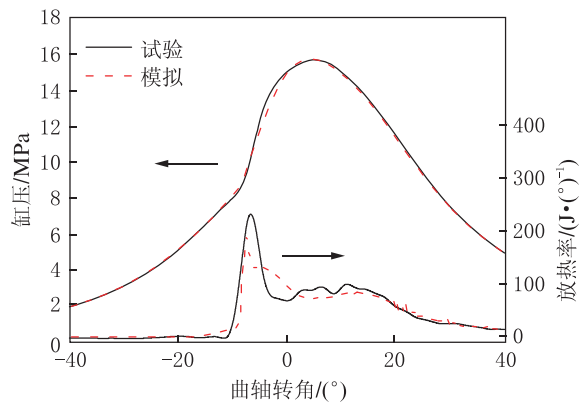


图 2 模型验证图

表 4 模型验证结果对比

项目	试验值	模拟值
CA10/(°)	-7.0	-6.8
CA50/(°)	-8.5	-8.0
碳烟排放/(g·(kW·h) ⁻¹)	0.021 8	0.022 8
NO _x 排放/(g·(kW·h) ⁻¹)	11.00	8.07
最大压升率/(MPa·(°) ⁻¹)	1.25	1.05
燃烧效率/%	98.00	96.61

本文中采用气道喷射结合两次缸内直喷的喷油策略对汽油压燃高负荷条件下的碳烟排放进行优化。研究中以试验工况作为基准工况,具体参数见表 3。在此基础上,不采用 EGR 并保持相同的循环喷油量,改变进气道喷射比例(r)、主喷时刻(θ_i)、预主喷间隔,研究其对燃烧过程和碳烟生成氧化过程的影响,同时保证最大压力升高率在 1.2 MPa/(°)以下。具体算例设置如表 5 所示。

表 5 算例设置

算例	气道喷射比例 r /%	主喷时刻 θ_i /(°)	预主喷间隔/(°)
1	10~50	-6	15
2	40	-10~-2	15
3	40	-8	5~25

2 结果及讨论

2.1 气道喷射比例的影响

在不改变预喷油量的条件下,调整气道喷射与主喷的喷油量,研究气道喷射比例对汽油压燃燃烧及碳烟生成氧化过程的影响,缸压及放热率曲线如图 3 所示。从放热率曲线可以看出,在气道喷射结合两次缸内直喷的喷油策略下,汽油压燃燃烧过程呈现出先预混放热后扩散放热的两阶段放热过程。这主要是因为气道喷射的燃油进入气缸前充分混合,在缸内形成了均匀混合气。预喷开始时,预喷油束周围形成一定程度的分层。随着活塞上行,缸内温度和压力升高,分层混合气浓度适当的区域达到着火条件开始燃烧放热,产生的热量向周围传递并使得缸内的预混合气开始燃烧,这一阶段主要为预混放热。主喷开始后,缸内的温度、压力已达到较高水平,喷入气缸的燃油与周围的气体边混合边燃烧,是典型的扩散燃烧。

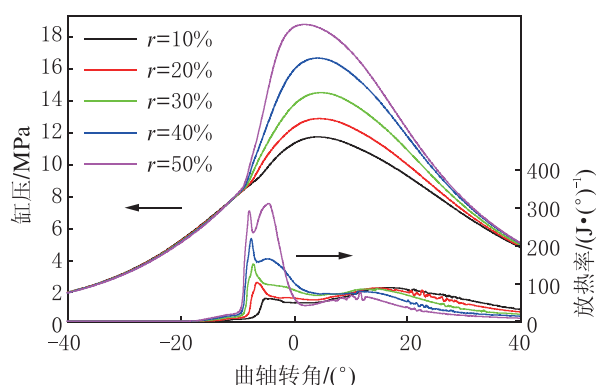


图 3 不同气道喷射比例下的缸压及放热率曲线

从图 3 可以看出,随着气道喷射比例的增大,放热时刻提前,放热率峰值明显提高,缸压峰值增大。同时,后期扩散燃烧放热减少,燃烧持续期缩短。这是因为气道喷射比例增大使得油气混合更加均匀,燃烧时预混燃烧比例较大,放热更为集中。当气道喷射比例增大至 50% 时,放热率曲线出现两个较高的放热峰值。这主要是因为气道喷射比例较大,缸内预混气体当量比较高,预喷形成的较浓分层快速燃烧放热产生了第一个放热峰值。但由于预喷油量较少,形成的较浓混合气分层范围小,燃烧时间很短,快速放热后又出现降低。与此同时,缸内的预混气体开始燃烧放热,产生第二个放热峰值,且由于气道喷射喷油比例高及预混气体浓度较大,这一阶段放热时间较长,放热量较大。而由于主喷油量减少,后期扩散放热也随之减少。

不同气道喷射比例下在主喷时刻前后的缸内温度及当量比分布情况如图 4 和图 5 所示。从图中可以看出,主喷开始前,进气道喷射和预喷在缸内形成了分层混合气体,喷孔周围形成局部浓区,油束附近的混合气浓度略高于周围的预混气体浓度。随后主喷开始,喷孔周围过浓混合气继续增加,且随着油束的蒸发雾化,预喷所形成的分层混合气浓度进一步增加。因此随着主喷的进行,油束末端及预喷形成的分层混合气浓区开始着火,并逐渐引燃周围的预混气体。随着进气道喷射比例增加,缸内预混气体浓度增大,预喷形成的分层混合气浓区也有所扩大,着火提前。且气道喷射比例超过 40% 时,喷孔周围的过浓区在主喷开始前就已开始着火,因此在放热率曲线上出现两次放热峰值。

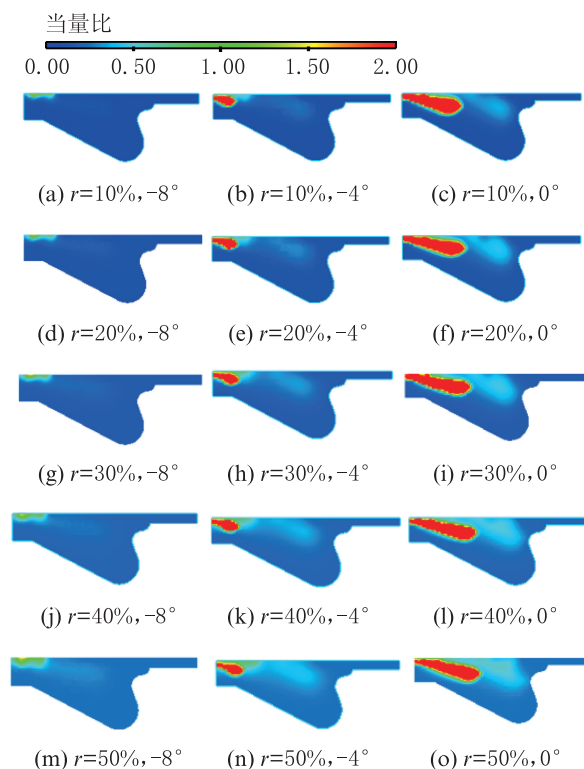


图 4 不同气道喷射比例主喷时刻前后的缸内当量比分布情况

图 6 为不同气道喷射比例下的碳烟排放和最大压力升高率情况。由图 6 可以看出,随着气道喷射比例增加,碳烟排放明显减少,但最大压升率明显升高。这主要是因为气道喷射比例较大时,缸内扩散燃烧比例减小,碳烟生成减少,同时缸内温度较高,促进了碳烟的氧化,所以使得碳烟排放降低。此外,预混放热比例增加,缸内温度和压力快速升高,造成了压升率的增大。因此,在降低碳烟排放的同时还需要考虑压力升高率的问题。

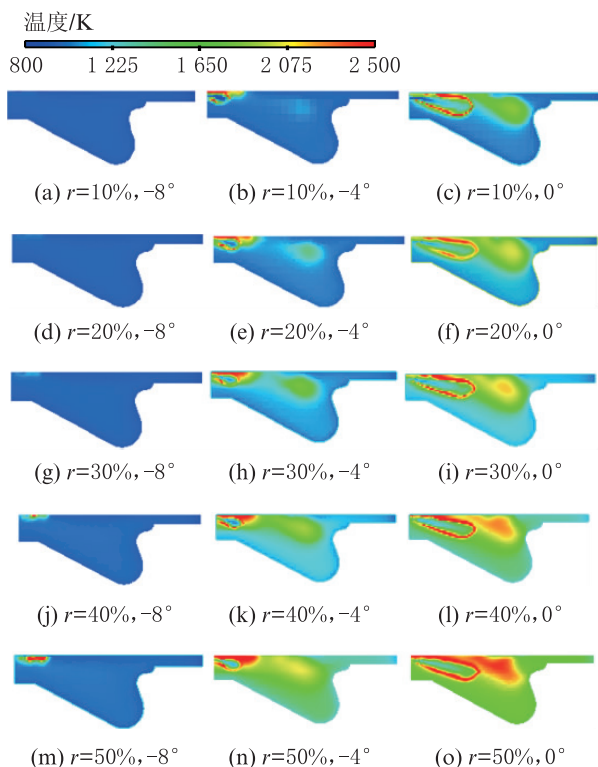


图5 不同气道喷射比例主喷时刻前后的缸内温度分布情况

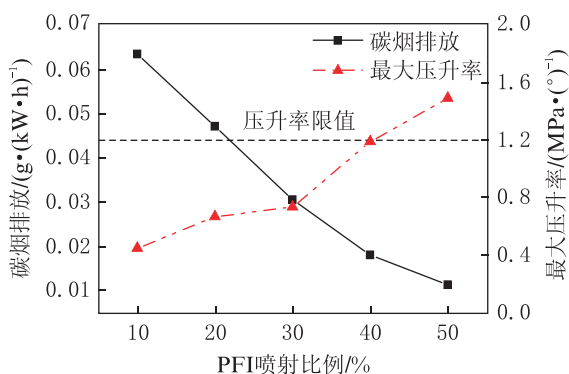


图6 不同气道喷射比例下碳烟排放及最大压升率

图7为不同气道喷射比例下碳烟颗粒数密度的变化情况。从图7中可以看出,碳烟颗粒数密度从压缩上止点附近开始增大,此时主喷已经开始,主要进行扩散燃烧放热。随着扩散燃烧的进行,缸内温度不断升高,燃油在高温缺氧环境下裂解,并逐渐形成碳烟前驱物 A_4 ,为表面生长过程提供反应核心,此过程中初期碳烟颗粒形成,碳烟颗粒数密度随之增加。随后表面生长组分 C_2H_2 吸附在初期碳烟颗粒表面,碳烟质量不断增加,颗粒数量变化较小。此后碳烟颗粒之间发生聚合,使得碳烟颗粒数量减少。整个过程中伴随着碳烟的氧化,其中OH基团是其氧化过程中的主要物质。燃烧过程中,成核、表面生长及氧化速率不同,从而使得碳烟质量和颗粒数密度呈现先增大后减小的变化趋势。

随着气道喷射比例的增加,碳烟颗粒数密度不断减小,生成时刻有所提前,颗粒数密度峰值有所降低,碳烟质量及颗粒数密度最终排放值也均降低。由此可见,气道比例的增加对碳烟的成核与表面生长有一定的抑制作用,使得碳烟颗粒数密度峰值下降。

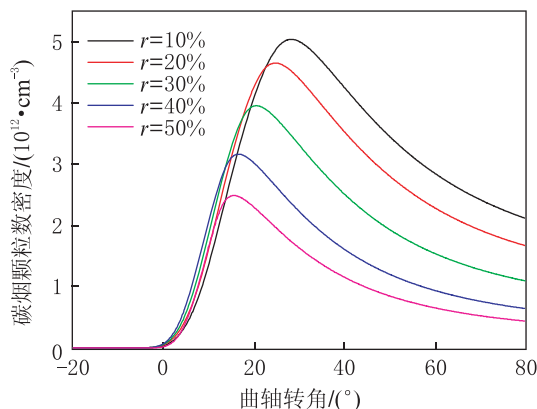
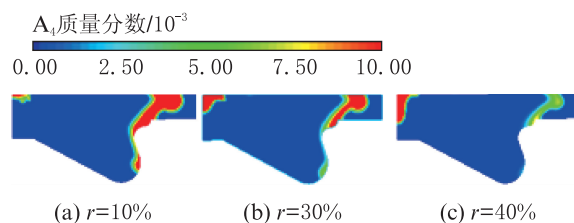
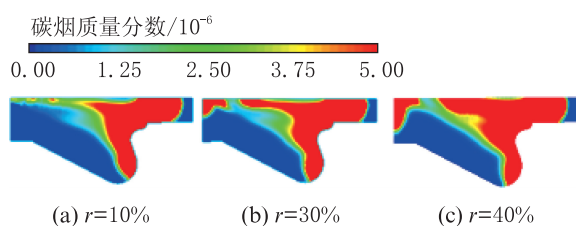
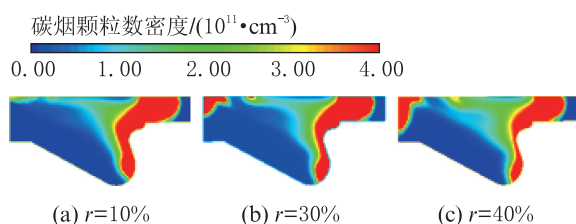
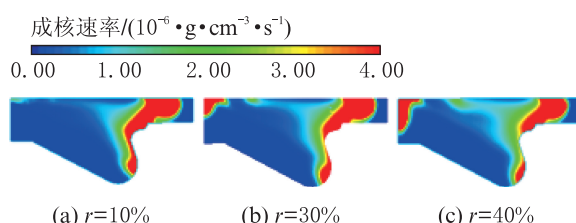
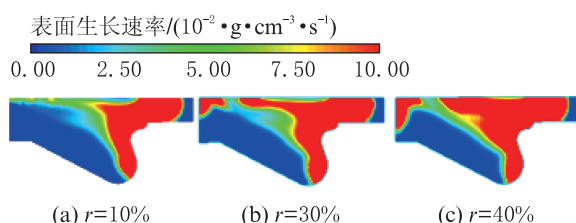
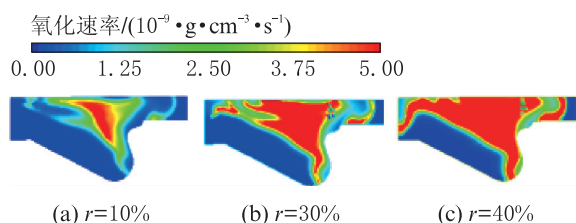


图7 不同气道喷射比例下碳烟颗粒数密度的变化情况

为了分析缸内碳烟生成氧化过程受气道喷射比例的影响情况,对比了曲轴转角 $\theta=20^\circ$ 时气道喷射比例分别为10%、30%和40%的缸内碳烟前驱物、碳烟质量、颗粒数密度及生成氧化速率的分布情况,如图8~图13所示。可以看出,成核速率与碳烟颗粒数密度的分布情况较为一致,而表面生长速率与碳烟质量的分布情况较为一致,这主要是因为成核过程中碳烟质量增加但数量基本不变。曲轴转角 20° 时,气道喷射比例 $r=40\%$ 的碳烟前驱物 A_4 最少,成核速率很小,而表面生长速率较大,碳烟质量也最多,但其碳烟最终生成值低于气道喷射比例为10%和30%时。这是因为,气道喷射比例增加时,主喷油量减小,缸内过浓区减小,燃烧相位提前,燃烧更为集中,缸内温度也有较大的升高,从而降低了碳烟的生成,与此同时碳烟氧化速率也较高,因此碳烟排放降低。此时 $r=10\%$ 、 $r=30\%$ 的算例中,碳烟质量较低,碳烟颗粒数密度相差较小,但靠近缸壁位置的前驱物 A_4 较多,将会进一步成核生长,使碳烟质量及颗粒数密度增加。

图8 $\theta=20^\circ$ 时不同气道喷射比例下 A_4 质量分数分布

图9 $\theta = 20^\circ$ 时不同气道喷射比例下碳烟质量分数分布图10 $\theta = 20^\circ$ 时不同气道喷射比例下碳烟颗粒数密度分布图11 $\theta = 20^\circ$ 时不同气道喷射比例下成核速率分布图12 $\theta = 20^\circ$ 时不同气道喷射比例下表面生长速率分布图13 $\theta = 20^\circ$ 时不同气道喷射比例下氧化速度分布

综合以上分析,气道喷射比例 $r = 40\%$ 的情况下,碳烟生成量较小,且最大压升率在限值以内(图6),可在此基础上进一步优化碳烟排放与压升率之间的关系,尽可能减小碳烟生成量并保证较低的压升率。

2.2 喷油时刻的影响

在研究气道喷射比例影响的基础上,确定气道

喷射比例 $r = 40\%$ 、预主喷间隔为 15° ,研究主喷时刻对汽油压燃燃烧及碳烟生成氧化过程的影响。图14为不同主喷时刻下的缸压及放热率曲线。随着主喷时刻的提前,缸内压力峰值有所升高,压力峰值及放热相位均有所推迟,放热峰值先降低后升高,且后期扩散放热量不断减小,燃烧持续期缩短,放热更为集中。这是因为在固定预主喷间隔的条件下,预主喷时刻同时提前,预喷燃油能够更好地混合,分层程度降低,放热峰值也有所降低;当预主喷时刻进一步提前时,主喷油量在缸内达到着火条件前也能进行更多的蒸发、混合,从而增加缸内预混气体浓度,减少扩散放热同时增加了预混放热,使得放热峰值有所升高。

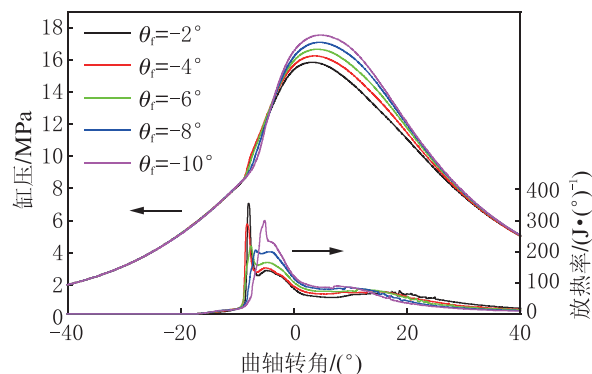


图14 不同主喷时刻下的缸压及放热率曲线

图15为不同主喷时刻下的碳烟排放及最大压升率情况。主喷时刻提前,缸内浓度分层有所减小,扩散燃烧减少,使得碳烟排放明显降低。也正是由于主喷时刻提前,放热峰值先降低后升高,使得最大压升率呈现先减小后增大的趋势。

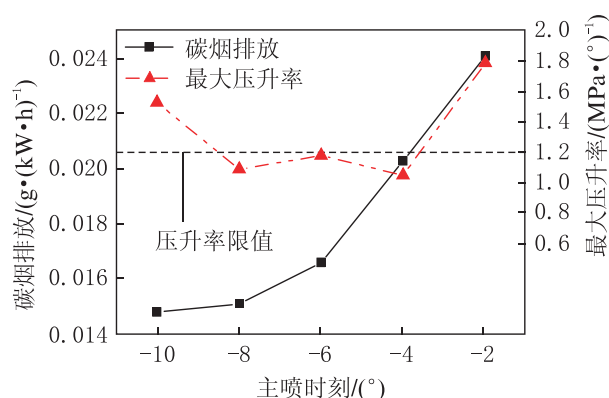


图15 不同主喷时刻下的碳烟排放及最大压升率曲线

不同主喷时刻下燃烧过程中碳烟数密度的变化情况如图16所示。随着主喷时刻提前,碳烟生成有所提前,颗粒数密度峰值升高,且峰值相位也相应提前,但碳烟质量及颗粒数密度的最终值都随着主喷

时刻的提前有所降低,可见主喷时刻的提前提高了碳烟的氧化速率,从而降低了碳烟质量和颗粒数密度的最终生成。从 $\theta=20^\circ$ 时不同主喷时刻下的碳烟生成氧化分布图(图17~图22)来看,主喷时刻 -2° 、 -4° 的算例中,碳烟前驱物 A_i 相对较多,成核速率也较大,表面生长速率较为接近,但氧化速率明显低于 $\theta_i=-8^\circ$ 的算例,所以碳烟质量和颗粒数密度较高,而 $\theta_i=-8^\circ$ 的算例则在氧化作用下使碳烟质量及颗粒数密度降低。

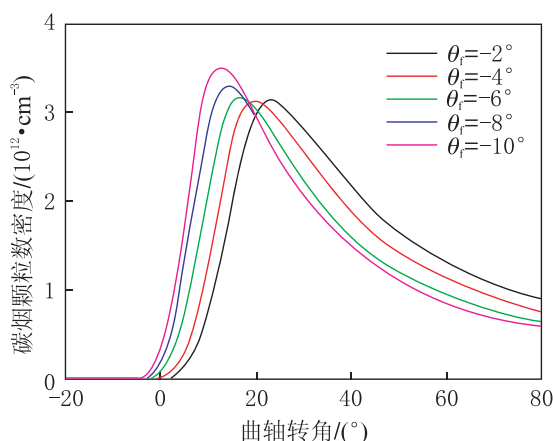


图16 不同主喷时刻下碳烟颗粒数密度的变化情况

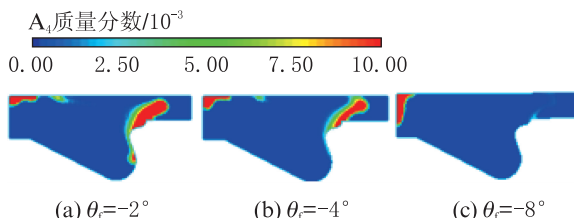


图17 $\theta=20^\circ$ 时不同主喷时刻下的 A_i 质量分数分布

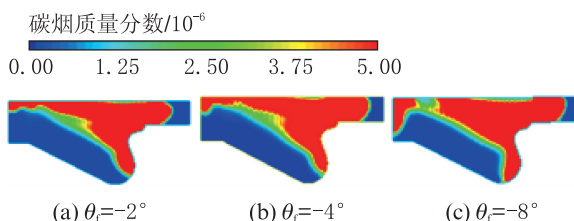


图18 $\theta=20^\circ$ 时不同主喷时刻下的碳烟质量分数分布

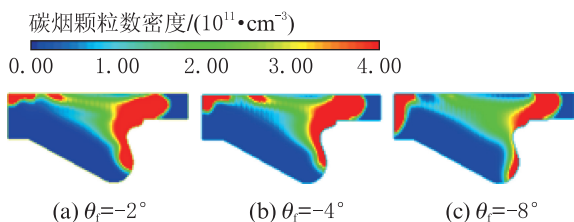


图19 $\theta=20^\circ$ 时不同主喷时刻下的碳烟颗粒数密度分布

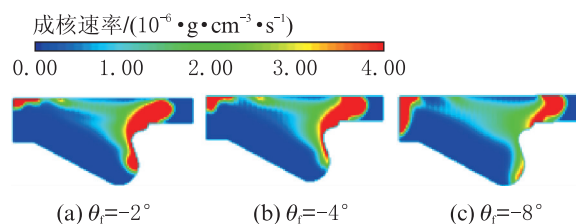


图20 $\theta=20^\circ$ 时不同主喷时刻下的成核速率分布

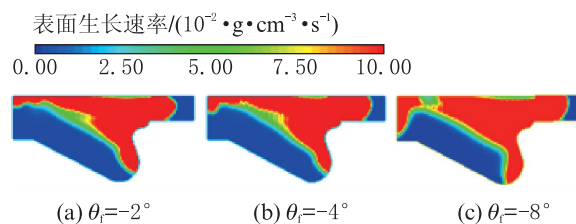


图21 $\theta=20^\circ$ 时不同主喷时刻下的表面生长速率分布

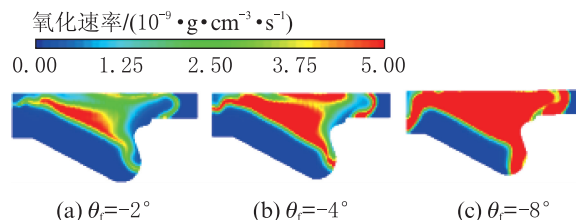


图22 $\theta=20^\circ$ 时不同主喷时刻下的氧化速率分布

综合以上分析,在气道喷射比例 $r=40\%$ 的基础上改变预主喷时刻并保证预主喷间隔不变,发现在一定范围内提前预主喷时刻可以降低压升率并保证较低的碳烟排放。

2.3 预主喷间隔的影响

在以上研究基础上,固定气道喷射比例 $r=40\%$ 、主喷时刻 $\theta_i=-8^\circ$,改变预喷时刻,研究不同预主喷间隔下汽油压燃燃烧及碳烟生成氧化过程的情况。图23为不同预主喷间隔下的CA50和燃烧持续期。由图23可知,随着预主喷间隔增大,预喷时刻提前,CA50相应提前,燃烧持续期整体呈缩短趋势。这是因为随着预喷时刻提前,预喷燃油有更多的时间与周围的预混气体混合,分层度降低但预混合气整体浓度增大,使得燃烧过程中预混放热更为集中。

不同预主喷间隔下的碳烟排放及最大压升率情况如图24所示。随着预喷时刻提前,燃烧持续期缩短,放热更为集中,缸内温度有所升高,从而使燃烧所产生的碳烟排放有所降低,但降低程度较小。在最大压升率方面,不同预喷时刻下,最大压升率存在波动,并在预主喷间隔为 15° 时获得最小值。

图25为不同预主喷间隔条件下碳烟颗粒数密

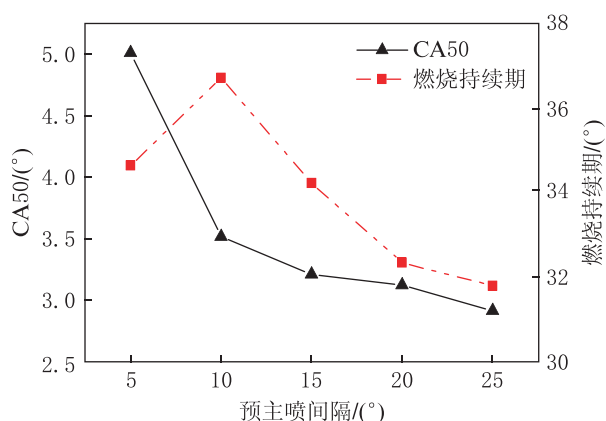


图 23 不同预主喷间隔下的 CA50 和燃烧持续期

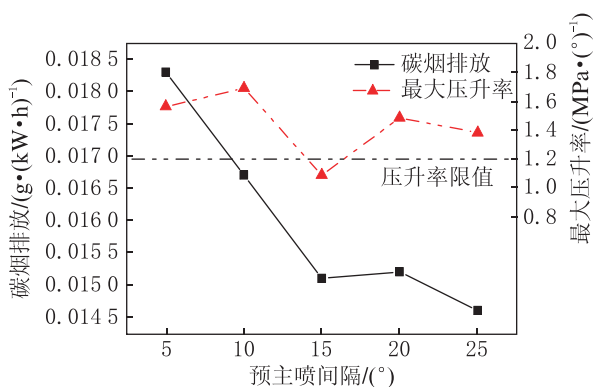


图 24 不同预主喷间隔下碳烟排放及最大压升率

度的变化情况。可以看到在不同预主喷间隔下,碳烟颗粒数密度的差别不大,与图 24 中碳烟质量小范围降低的表现一致。图 26~图 31 为 $\theta=20^\circ$ 时不同预主喷间隔下的碳烟生成氧化分布情况。可以看到预主喷间隔增大时,碳烟质量及颗粒数密度都有所降低,前驱物 A_4 分布、成核速率及氧化速率差别较小,而表面生长速率有所减小。可见预主喷间隔的增大一定程度上能够减小碳烟表面生长,从而降低碳烟质量及颗粒数密度的最终排放。

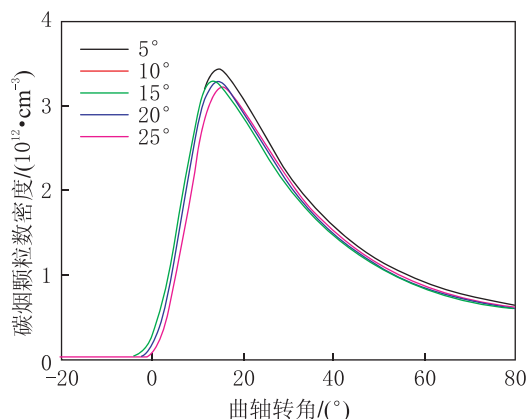
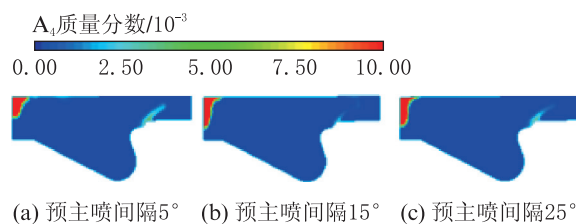
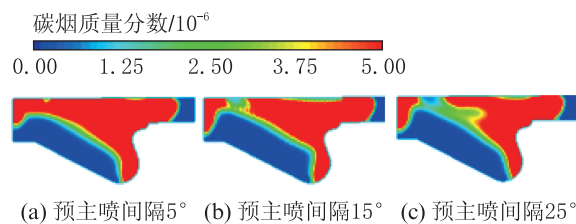
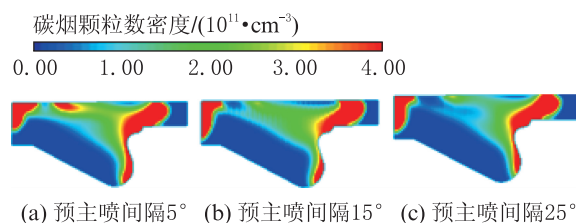
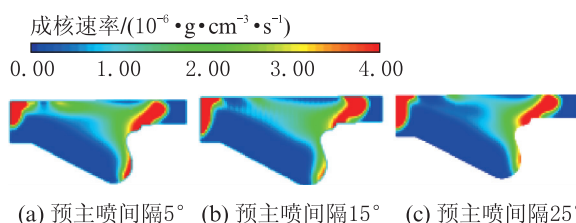
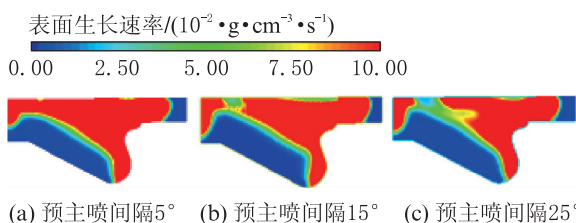
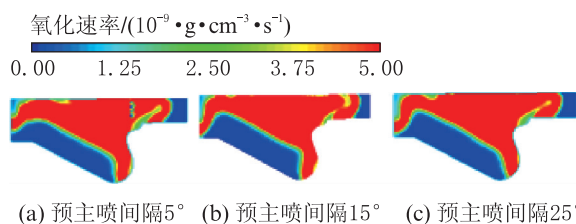


图 25 不同预主喷间隔下碳烟颗粒数密度的变化情况

图 26 $\theta=20^\circ$ 时不同预主喷间隔下 A_4 质量分数分布图 27 $\theta=20^\circ$ 时不同预主喷间隔下碳烟质量分数分布图 28 $\theta=20^\circ$ 时不同预主喷间隔下碳烟颗粒数密度分布图 29 $\theta=20^\circ$ 时不同预主喷间隔下成核速率分布图 30 $\theta=20^\circ$ 时不同预主喷间隔下表面生长速率分布图 31 $\theta=20^\circ$ 时不同预主喷间隔下氧化速率分布

综合以上分析,当气道喷射比例 $r=40\%$ 、主喷射时刻 $\theta_i=-8^\circ$ 、预主喷间隔为 15° 能够在保证最大压升率不超过限值情况下实现较低碳烟排放,其碳烟排放为 $0.0151\text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$,最大压升率为 $1.09\text{ MPa}/(^{\circ})$ 。相比试验基准工况下的碳烟排放($0.0228\text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$)降低了 33.8% ,而最大压升率仅升高 3.8% 。此外,优化后平均有效指示压力和指示热效率也有了一定的提升。但同时由于缸内温度升高,造成了 NO_x 排放增加。具体优化结果对比见表6。

表6 优化结果对比

项目	参数	
	基准	优化后
IMEP/MPa	1.54	1.60
最大压升率/(MPa $\cdot(^{\circ})^{-1}$)	1.05	1.09
碳烟排放/(g $\cdot(\text{kW}\cdot\text{h})^{-1}$)	0.0228	0.0151
NO_x 排放/(g $\cdot(\text{kW}\cdot\text{h})^{-1}$)	8.07	9.95
指示热效率/%	46.31	47.61
燃烧效率/%	96.61	97.30

3 结论

(1) 气道喷射结合两次缸内直喷的喷油策略下,随着气道喷射比例的增大,碳烟生成量明显减少,但最大压升率升高,且当气道喷射比例超过 40% 时,压升率超过限值。此外,气道喷射比例的增加能够通过减小成核速率及表面生长速率从而降低碳烟质量及颗粒数密度。

(2) 主喷射时刻提前时,缸内压力峰值有所升高,放热率峰值先降低后升高,碳烟生成减少,最大压升率先降低后升高。当主喷射时刻为 -8° 时,在不超过压升率限值的前提下碳烟生成最少。此外,主喷射时刻提前能够促进碳烟的氧化过程,使得碳烟颗粒数密度峰值虽有所升高,但最终生成值降低。

(3) 在保证主喷射时刻固定的前提下,增大预主喷间隔,燃烧过程CA50提前,燃烧持续期缩短,碳烟质量及颗粒数密度有所减小,但只有在预主喷间隔 15° 时最大压升率在限值以内。

(4) 当气道喷射比例为 40% 、主喷射时刻为 -8° 、预主喷间隔为 15° 时,碳烟排放为 $0.0151\text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$,相比试验基准工况降低了 33.8% ,最大压力升高率仅升高了 3.8% 且满足本研究限值要求。

参考文献:

[1] JOHANSSON B. High-load partially premixed combustion in a heavy-duty diesel engine[C]//Chicago: Diesel Engine Emissions Reduction(DEER) Conference, 2005.

[2] 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/OL]//SAE Paper, 2007, 2007-01-0006. (2007-01-23). <https://doi.org/10.4271/2007-01-0006>.

[3] KALGHATGI G T, HILDINGSSON L, JOHANSSON B. Low NO_x and low smoke operation of a diesel engine using gasoline like fuels[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(9):092803.

[4] LEWANDER C M, JOHANSSON B, TUNESTAL P. Extending the operating region of multi-cylinder partially premixed combustion using high octane number fuel[C/OL]//SAE Paper, 2011, 2011-01-1394. (2011-04-12). <https://doi.org/10.4271/2011-01-1394>.

[5] MANENTE V, JOHANSSON B, TUNESTAL P, et al. Influence of inlet pressure, EGR, combustion phasing, speed and pilot ratio on high load gasoline partially premixed combustion[C/OL]//SAE Paper, 2010, 2010-01-1471. (2010-05-05). <https://doi.org/10.4271/2010-01-1471>.

[6] ZOU X H, LIU W W, LIN Z L, et al. An experimental investigation of the effects of fuel injection strategy on the efficiency and emissions of a heavy-duty engine at high load with gasoline compression ignition [J]. Fuel, 2018, 220: 437-445.

[7] LIU J L, SHANG H Y, WANG H, et al. Investigation on partially premixed combustion fueled with gasoline and PODE blends in a multi-cylinder heavy-duty diesel engine[J]. Fuel, 2017, 193:101-111.

[8] MANENTE V, JOHANSSON B, TUNESTAL P, et al. Gasoline partially premixed combustion: high efficiency, low NO_x and low soot by using an advanced combustion strategy and a compression ignition engine[J]. Uluslararası Yakıtlar, Yanma Ve Yangın Dergisi, 2012, 2:82-96.

[9] HANSON R, SPLITTER D, REITZ R D. Operating a heavy-duty direct-injection compression-ignition engine with gasoline for low emissions[C/OL]//SAE Paper, 2009, 2009-01-1442. (2009-04-20). <https://doi.org/10.4271/2009-01-1442>.

[10] TUNER M, JOHANSSON T, AULIN H, et al. Multi cylinder partially premixed combustion performance using commercial light-duty engine hardware[C/OL]//SAE Paper, 2014, 2014-01-2680. (2014-10-13). <https://doi.org/10.4271/2014-01-2680>.

[11] LIU H F, MAO B, LIU J L, et al. Pilot injection strategy management of gasoline compression ignition(GCI) combustion in a multi-cylinder diesel engine[J]. Fuel, 2018, 221:116-127.

[12] LIU X L, TONG L H, WANG H, et al. Experimental and modelling investigations of the gasoline compression ignition combustion in diesel engine[C/OL]//SAE Paper, 2017, 2017-01-0741. (2017-03-28). <https://doi.org/10.4271/2017-01-0741>.

[13] DEMPSEY A B, REITZ R D. Computational optimization of a heavy-duty compression ignition engine fueled with conventional gasoline[J]. SAE International Journal of Engines, 2011, 4 (1):338-359.

- [14] KODAVASAL J, KOLODZIEJ C, CIATTI S, et al. CFD simulation of gasoline compression ignition [C]//Columbus: ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, 2014:V002T06A008.
- [15] TANG M, PEI Y J, ZHANG Y, et al. Numerical investigation of fuel effects on soot emissions at heavy-duty diesel engine conditions [C]//San Diego: ASME 2018 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, 2018:V002T06A019.
- [16] 尚冉, 张帆, 王洋, 等. 汽油压燃发动机中燃烧化学动力学特性的模拟 [J]. 内燃机工程, 2019, 40(2): 36-44.
SHANG R, ZHANG F, WANG Y, et al. Numerical simulation of chemical reaction kinetics in gasoline compression ignition combustion [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2019, 40(2): 36-44.
- [17] ANY, JAASIM M, VALLINAYAGAM R, et al. Numerical simulation of combustion and soot under partially premixed combustion of low-octane gasoline [J]. Fuel, 2018, 211: 420-431.
- [18] 郑尊清, 韩煦, 王沛, 等. 汽油压燃燃烧过程碳烟生成的数值模拟 [J]. 燃烧科学与技术, 2018, 24(5): 398-406.
ZHENG Z Q, HAN X, WANG H, et al. Soot formation process of gasoline compression ignition combustion in an optical engine [J]. Journal of Combustion Science and Technology, 2018, 24(5): 398-406.
- [19] VISHWANATHAN G, REITZ R D. Development of a practical soot modeling approach and its application to low-temperature diesel combustion [J]. Combustion Science and Technology, 2010, 182(8): 1050-1082.
- [20] SENEAL P K, RICHARDS K J, POMRANING E, et al. A new parallel cut-cell Cartesian CFD code for rapid grid generation applied to in-cylinder diesel engine simulations [C/OL]//SAE Paper, 2007, 2007-01-0159. (2007-04-16). <https://doi.org/10.4271/2007-01-0159>.
- [21] SENEAL P K, POMRANING E, RICHARDS K J, et al. Multi-dimensional modeling of direct-injection diesel spray liquid length and flame lift-off length using CFD and parallel detailed chemistry [C/OL]//SAE Paper, 2003, 2003-01-1043. (2003-03-03). <https://doi.org/10.4271/2003-01-1043>.
- [22] MORGAN N, SMALLBONE A, BHAVE A, et al. Mapping surrogate gasoline compositions into RON/MON space [J]. Combustion and Flame, 2010, 157(6): 1122-1131.
- [23] WANG H, YAO M F, YUE Z Y, et al. A reduced toluene reference fuel chemical kinetic mechanism for combustion and polycyclic-aromatic hydrocarbon predictions [J]. Combustion and Flame, 2015, 162(6): 2390-2404.

(上接第 14 页)

- Fuel, 2009, 88: 2225-2237.
- [7] ZHANG K S, WANG Z, WANG J X, et al. Spray model based on step response theory [J]. Fuel, 2012, 95: 499-503.
- [8] ZHOU X Y, LI T, LAI Z Y, et al. Modeling diesel spray tip and tail penetrations after end-of-injection [J]. Fuel, 2019, 237: 442-456.
- [9] ARAI M. Diesel spray penetration and air entrainment [C]//Tainan: The 13th International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, 2015.
- [10] MOON S, HUANG W D, WANG J. First observation and characterization of vortex flow in steel micronozzles for high-pressure diesel injection [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2019, 105: 342-348.
- [11] BATTISTONI M, SOM S, POWELL C F. Highly resolved Eulerian simulations of fuel spray transients in single and multi-hole injectors; nozzle flow and near-exit dynamics [J]. Fuel, 2019, 251: 709-729.
- [12] 周昕毅, 李铁, 赖哲渊, 等. 柴油机非蒸发喷雾相似性研究 [J]. 内燃机工程, 2018, 39(5): 1-7.
- ZHOU X Y, LI T, LAI Z Y, et al. Study on similarity of non-evaporating diesel spray [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2018, 39(5): 1-7.
- [13] ZHOU X Y, LI T, LAI Z Y, et al. Scaling fuel sprays for different size diesel engines [J]. Fuel, 2018, 225: 358-369.
- [14] LI T, ZHANG X Q, WANG B, et al. Characteristics of non-evaporating, evaporating and burning sprays of hydrous ethanol diesel emulsified fuels [J]. Fuel, 2017, 191: 251-265.
- [15] TAKADA N, HASHIZUME T, TOMODA T, et al. Theoretical study on spray design for small-bore diesel engine (second report) [J]. SAE Int J Engines, 2017, 10(3): 1110-1118.
- [16] HUANG W D, WU Z J, LI L G, et al. Effect of ambient density and temperature on diesel spray characteristics [C/OL]//SAE Paper, 2014, 2014-01-1414. (2014-04-01). <https://doi.org/10.4271/2014-01-1414>.