

喷油定时和涡流比对低温燃烧影响的模拟

张志强¹, 赵福全^{1,2}, 李理光^{1,3}, 吴志军¹

(1. 同济大学 汽车学院, 上海 201804; 2. 浙江吉利汽车研究院有限公司, 浙江 杭州 311201; 3. 同济大学 中德学院, 上海 200092)

摘要: 基于计算流体力学(CFD)软件和耦合自行编写的程序, 对一台柴油机进行低温燃烧模拟研究, 对比分析不同废气再循环(EGR)率、喷油定时和涡流比对燃烧和排放的影响。结果表明, 随着 EGR 率增大, 燃烧放热过程滞后, 缸内压力、温度和放热率峰值和累计放热量降低, 壁面油膜生成增加, 氮氧化物(NO_x)排放大幅降低的同时, 碳烟(soot)、未燃碳氢化合物(UHC)和 CO 排放增加; 固定 EGR 率为 40% 的同时将喷油定时曲轴转角从 353° 提前至 345° , 可使燃烧放热过程适当提前, 并有利于提高热效率和改善燃油经济性; 保持 EGR 率为 40%, 喷油定时曲轴转角为 345° 时, 随着涡流比的增大, soot 和 UHC 排放减少, 而 CO 排放出现先减少后增大的趋势, 涡流比为 3.0 时, 综合效果较好。

关键词: 柴油机; 低温燃烧; 喷油定时; 涡流比

中图分类号: TK421.2

文献标志码: A

A Simulation on Effect of Start-of-injection and Swirl Rate on Low Temperature Combustion

ZHANG Zhiqiang¹, ZHAO Fuquan^{1,2}, LI Liguang^{1,3}, WU Zhijun¹

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Automobile Engineering Institute, Zhejiang Geely Holding Group Co. Ltd., Hangzhou 311201, China; 3. Chinese-German School for Postgraduate Studies, Tongji University, Shanghai 200092, China)

Abstract: Based on the CFD simulation software and coupled with the written codes, a study on the effect of the exhaust gas recirculation(EGR), start of injection and swirl rate on the low temperature combustion is conducted. The results show that the combustion and heat release lag, the cylinder pressure, temperature, peak of heat release rate and the accumulated heat release decrease, nevertheless the wall-film increase with the increased EGR rate. Besides, NO_x emissions decrease drastically with the increased EGR rate, meanwhile soot, unburned hydro carbons (UHC) and CO emissions

increase. When the EGR rate is kept constant at 40%, and the start of injection is advanced from 353°CA to 345°CA , the combustion and heat release are advanced, the efficiency and fuel economy are improved. When the EGR rate and start of injection are kept constant at 40% and 345°CA , with the increased swirl rate, the soot and UHC emissions is decreased, meanwhile CO emissions has a trend that first decreased than increased. There is the better effect when the swirl rate is 3.0.

Key words: diesel engine; low temperature combustion; start of injection; swirl rate

为了改善柴油机的排放和提高燃油经济性, 学者们提出多种燃烧方式, 如均质压燃(homogeneous charge compression ignition, HCCI)、预混充量压燃(premixed charge compression ignition, PCCI)和低温燃烧(low temperature combustion, LTC)等。其中低温燃烧方式主要通过大 EGR(exhaust gas recirculation, 废气再循环)率^[1]或可压缩比^[2], 实现缸内温度降低和延长滞燃期, 以达到同时降低 NO_x 和 soot(碳烟)排放的目的。低温燃烧方式在较浓的混合气条件下实现, 适用的工况范围比 HCCI 和 PCCI 得到了进一步的拓宽, 因此低温燃烧已成为近年来柴油机燃烧研究的热点。

相关研究表明^[3], 引入大量的废气会使缸内气体比热容增加, 进而导致燃烧过程滞后和放热量减少。为了保证燃烧过程顺畅进行和提高作功效果, 在采用了大 EGR 率后, 原先的喷油时刻(start of injection, SOI)必须相应地调整。另外试验和模拟研究^[4-6]发现低温燃烧模式下存在新的排放物生成之间的 trade-off(权衡)关系: NO_x 和 soot 降低时, UHC 和 CO 则升高, 反之亦然。因此在低温燃烧的相关研究中, 如何保证较少的 NO_x 和 soot 排放的

收稿日期: 2012-12-08

基金项目: 高等学校创新引智计划(B08019); 上海市重点学科建设(B303)

第一作者: 张志强(1985—), 男, 博士生, 主要研究方向为内燃机燃烧与排放控制。E-mail: zhiqiangbucy@126.com

通讯作者: 赵福全(1963—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为内燃机燃烧与排放控制。E-mail: Zhaofq@geely.com

同时,减少 UHC(unburned hydro carbons, 未燃碳氢化物)和 CO 排放以及提高燃烧效率是一个亟需解决的课题。

随着可变涡流比技术在柴油机上的普及,对不同工况下采用不同涡流比(swirl rate, SR)来优化燃烧过程得到了广泛的研究,如赵昌普等^[7]的研究表明,适度的 SR 可以有效地促进燃油和空气的混合,并有利于减少 soot,而过大的 SR 可能会导致相邻的雾束之间发生干涉,甚至对雾化和燃烧带来不良影响。Kook 和 Helmantel 等^[8-9]的研究发现,适当的 SR 不仅能够有效地促进 soot 的氧化,并且有利于获得最少的 CO 排放。由此可知,通过优化 SR 有望改善低温燃烧中 soot,UHC 及 CO 的排放问题。

为此,本文首先分析 EGR 率对低温燃烧造成的影响;然后采用不同 SOI 来优化和改善燃烧过程,并获得最佳的 SOI;最后对比研究 3 种不同的 SR 对燃烧和排放的影响,分析获得最佳效果的 SR。

1 计算模型和计算工况

1.1 计算模型及验证

本文以某款高压共轨高速轻型柴油机为基础,搭建模型,该柴油机的基本参数如表 1 所示。

表 1 柴油机基本参数

Tab.1 Parameters of the diesel engine

参数	数值
缸径×冲程/(mm×mm)	85.0×88.1
连杆长度/mm	149
压缩比	16.2
排量/L	2.0
最大扭矩/(N·m),转速/(r·min ⁻¹)	300,2 200
标定功率/kW,转速/(r·min ⁻¹)	100,4 000

由于该柴油机燃烧室具有轴对称特点,为节省计算时间,根据喷油器喷孔数(8 孔),计算区域取燃烧室的 1/8,计算过程从进气门关闭时刻(曲折转角 213°),到排气门打开时刻(曲折转角 499°)。

图 1 给出上止点时刻的燃烧室网格,侧壁边缘凸起部分是燃烧室补偿容积,其能够保证在不同曲

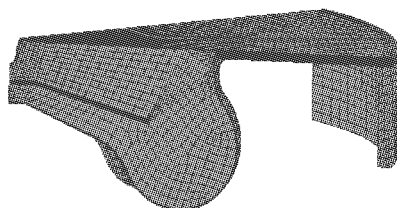


图 1 上止点时燃烧室网格

Fig.1 Calculation model mesh on the TDC

轴转角下压缩比的一致性^[10],燃烧室网格数为 24 127 个.模型中物理化学过程所采用的计算模型如表 2 所示。

表 2 计算模型

Tab.2 Simulation model

物理化学过程	模型
湍流运动	Eddy-Viscosity 模型
喷雾破碎	Wave 模型
壁面油膜生成	Wallfilm 模块
燃烧过程	ECFM-3Z 模型
NO _x 生成	Extended Zeldovich 模型
soot 生成	Kennedy/Hiroyasu/Magnussen 模型

为验证模型的准确性,以最大扭矩条件(转速为 2 200 r·min⁻¹,每循环喷油量为 60 mm³)进行模拟,得到的缸内压力与试验结果对比如图 2 所示,发现模拟和试验结果基本一致,证明所建模型是合理和准确的,并能够应用于后续模拟研究。

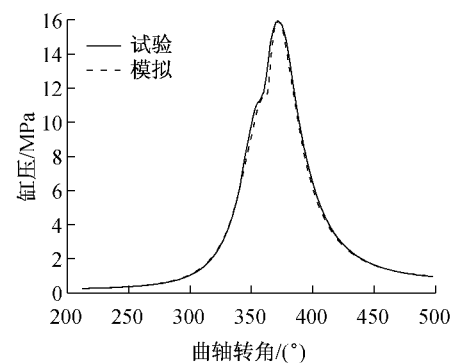


图 2 试验和模拟的缸压对比

Fig.2 Comparison of the experimental and simulated cylinder pressure

1.2 计算工况

所计算的转速为 2 200 r·min⁻¹,每循环喷油量为 30 mm³,其他计算工况参数如表 3 所示。

表 3 模拟计算工况参数

Tab.3 Parameters of the simulation condition

参数	数值
EGR 率/%	0,20,40,60
SOI/(°)	353,350,345,340
SR	1,3,5

2 模拟研究结果

2.1 不同 EGR 率对低温燃烧过程的影响

图 3 给出不同 EGR 率下的压力、温度、放热率和累计放热量的对比.从图 3a 和 3b 可知,压力和温度的峰值随着 EGR 率的增大而降低,这是由于废气的引入导致缸内气体比热容增大和对燃烧过程造成

一定的延迟和阻滞所致。

不同 EGR 率下放热率和累计放热量的对比如图 3c 所示, 由于 EGR 带来的热效应和化学效应导致滞燃期增大(如图 4 所示), 造成放热过程滞后。随滞燃期的增大, 期间喷射的燃油较多, 放热率的峰值较高。而在 EGR 为 60% 时, 为最小的放热率峰值和累计放热量, 这主要是由于 EGR 率过高, 使过量空气系数太小(仅为 1.7), 燃烧效率大幅降低。

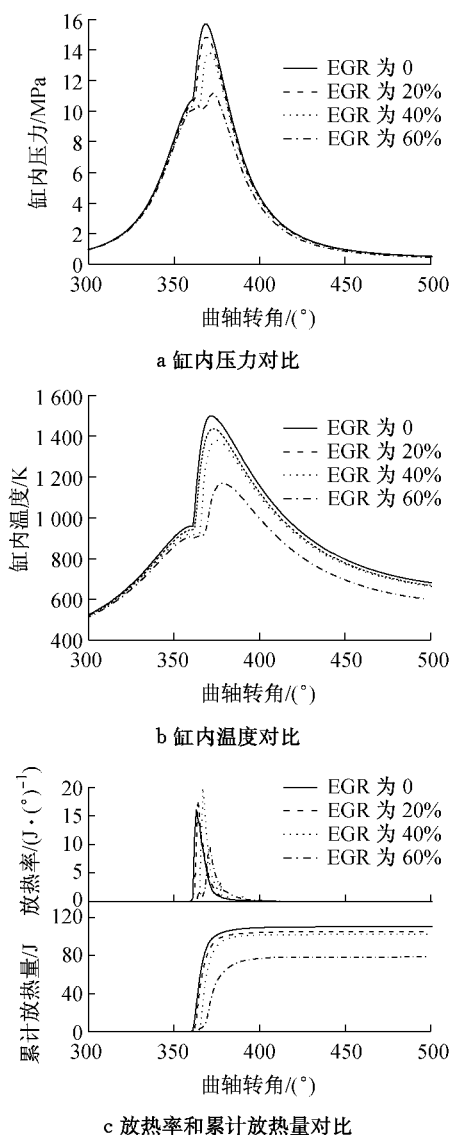


图3 不同 EGR 率下缸内压力、温度、放热率和累计放热量的对比

Fig.3 Pressure, temperature, rate of heat release and accumulated heat release with different EGR rates

指示热效率 η_i 和指示燃油消耗率 B_{ISFC} (indicated specific fuel consumption, ISFC) 随 EGR 率的变化关系如图 4 所示, 随 EGR 率的增大, η_i 减小而 B_{ISFC} 增大, 这是由两个方面原因导致: 一是 EGR

率增大导致累计放热量减少, 二是 EGR 率增大导致燃烧放热过程滞后, 做功效果变差。

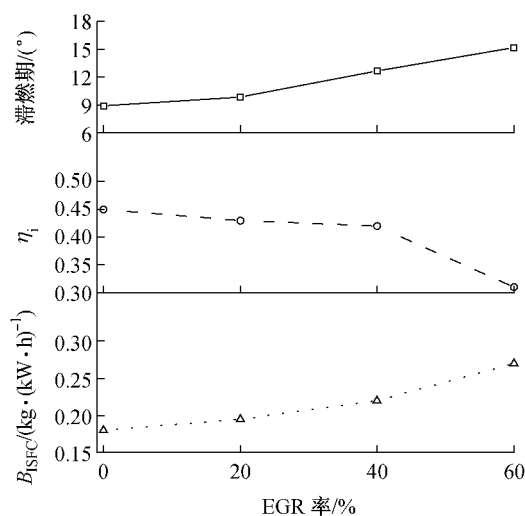


图4 不同 EGR 率下滞燃期、 η_i 和 B_{ISFC} 对比

Fig.4 Ignition delay, indicated thermal efficiency and indicated fuel consumption with different EGR rates

燃油喷射过程中不可避免地会喷射到燃烧室面、缸壁面和缸盖底面等壁面, 由于这些区域的温度较低和气流运动较弱, 燃油会富集逐渐形成油膜, 油膜的存在会导致 UHC 排放较多^[11], 换言之, 如果能够减少油膜, 对减少 UHC 排放和提高燃油经济性是非常有利的。为此针对不同 EGR 率进行壁面油膜生成研究是非常重要的。

不同 EGR 率下形成的油膜质量如图 5 所示, 随着 EGR 率增大, 油膜质量急剧上升, EGR 率为 0 时, 油膜质量仅为 $1.71 \times 10^{-7} kg$; 而 EGR 率为 60% 时, 油膜质量迅速上升到 $3.38 \times 10^{-7} kg$, 即 EGR 率为 60% 时的油膜质量约为 EGR 率为 0 时的两倍。这是由于这两种 EGR 率下的缸内温度相差较大(如图

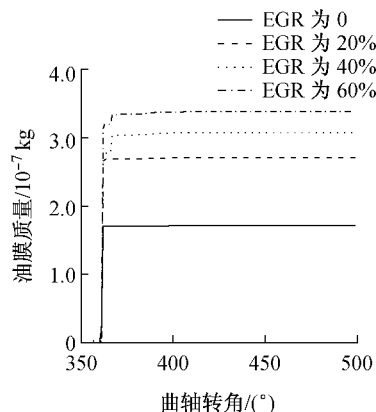


图5 不同 EGR 率下油膜质量对比

Fig.5 Wall-film mass with different EGR rates

3b所示),大 EGR 率下低温,不利于油膜蒸发,导致油膜大量生成,进而导致 UHC 排放增加。

基础燃烧学研究^[12-13]表明,柴油机的燃烧过程中 NO_x 和 soot 生成区域会满足如图 6 所示的燃空当量比和温度条件。为了研究 4 种 EGR 率下的柴油机仿真计算网格单元的燃空当量比—温度分布特点,耦合自行编写的程序,将 CFD (computational

fluid dynamics, 计算流体动力学)软件中计算得到的燃空当量比和温度等细节信息输出,并统一绘制到图 6 中。可知随着 EGR 率的增大,计算网格单元的燃空当量比—温度的分布逐渐移向低温区域。但随 EGR 率增大,过量空气系数的减少,燃空当量比逐渐变大,燃烧室中会出现大量的混合气过浓的区域,这不利于减少 UHC 和 CO 排放。

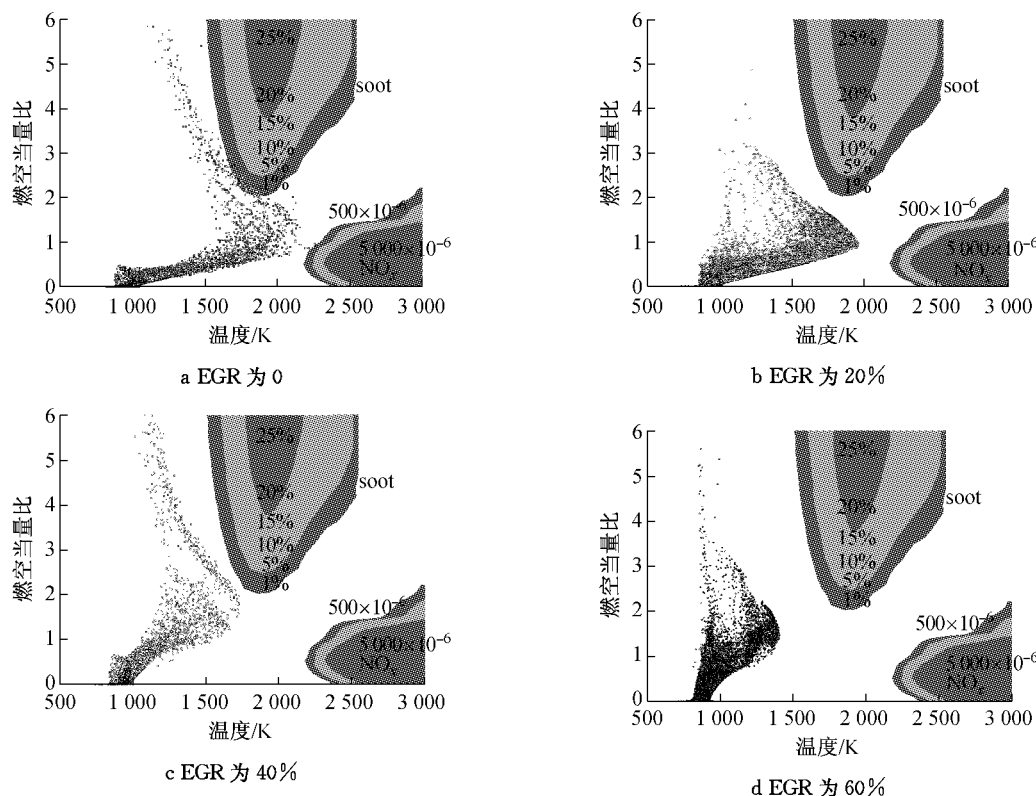


图 6 不同 EGR 率下上止点时计算网格单元中的燃空当量比—温度分布

Fig.6 Fuel-air stoichiometric ratio & temperature on the TDC with different EGR rates

过量空气系数 λ , NO_x , soot, UHC 和 CO 对比如图 7 所示,随着 EGR 率的增大, λ 随之减少, NO_x 排放急剧降低, soot, UHC 和 CO 排放在 EGR 率增大到 40% 以前,随着 EGR 率增大而小幅增大,但在 EGR 率为 60% 时急剧增加,这是由于缸内燃空当量比过大(如图 6d 所示)。

2.2 不同 SOI 对低温燃烧的影响研究

从前述分析可知,大 EGR 率的燃烧放热过程相对无 EGR 率时出现滞后,导致动力性和经济性受损。为达到更理想的燃烧和作功效果,本文固定 EGR 率(40%),将 SOI 分别提前至曲轴转角 35° , 345° 和 340° ,并与原始 SOI(曲轴转角 353°)作对比分析。

图 8 给出压力、放热率和累计放热量随 SOI 变化关系,可知随着 SOI 提前,峰值压力出现的相位越早,峰值压力越大;放热率随着 SOI 的提前而提前,

并且放热率的峰值随着 SOI 的提前而越小;累计放热量随着 SOI 的提前而略有减少。

由于 SOI 的提前,燃油喷射时缸内的温度和压力较小,不利于燃油的燃烧,所以滞燃期随着 SOI 提前而增大,如图 9 所示。 η_i 和 B_{ISFC} 随着 SOI 的提前分别有所提高和减少,这是由于适度提前喷油,避免由 EGR 率带来的燃烧放热过程滞后,改善热效率和燃油经济性。但在 SOI 曲轴转角为 340° 时, η_i 反而最低,同时 B_{ISFC} 最高,这是由于喷油时刻过早,放热过程和缸内压力上升过程发生在上止点前,即燃烧过程所作的功中有较大部分为负功。

不同 SOI 下生成的油膜质量对比如图 10 所示,随着 SOI 的提前,油膜质量增大,这是由于喷射过程越早,缸内温度越低,不利于燃油的蒸发,同时在 SOI 曲轴转角为 340° 时,喷射时刻过早,雾束甚至会

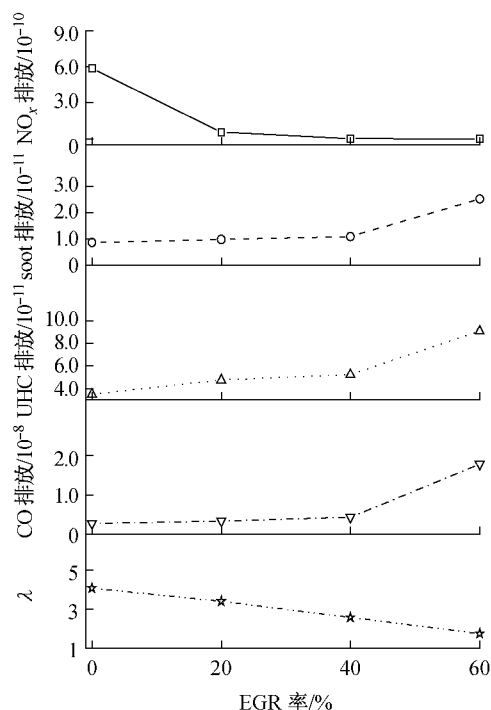


图 7 不同 EGR 率下过量空气系数 λ , NO_x , soot, UHC 和 CO 排放对比

Fig.7 λ , NO_x , soot, UHC and CO emissions with different EGR rates

** 过量空气系数为无量纲量

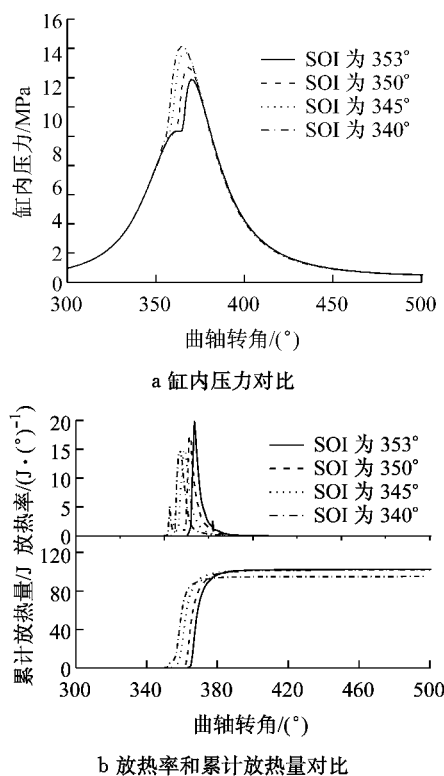


图 8 不同 SOI 下缸内压力、放热率和累计放热量对比

Fig.8 Pressure, rate of heat release and accumulated heat release with different SOI

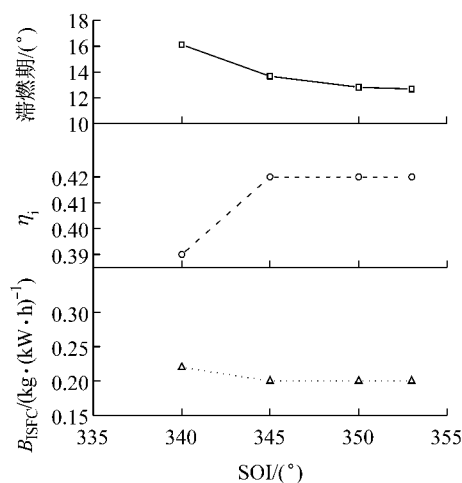


图 9 不同 SOI 下滞燃期、 η_i 和 B_{ISFC} 对比

Fig.9 Ignition delay, indicated thermal efficiency and indicated fuel consumption with different SOI

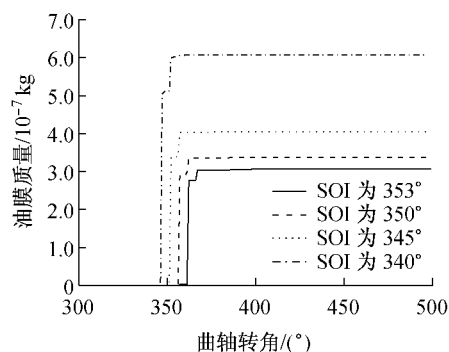


图 10 不同 SOI 下油膜质量对比

Fig.10 Wall-film with different SOI

偏离燃烧室而直接喷到燃烧室顶部或缸壁区域而导致油膜质量大幅增加。

不同 SOI 下的 NO_x , soot, UHC 和 CO 排放如图 11 所示, NO_x 随着 SOI 的提前而有一定的增加, 但相比没有 EGR 时仍为非常少。soot, UHC 和 CO 排放随着 SOI 的提前而有一定的减少。

2.3 不同 SR 对低温燃烧的影响研究

为了进一步探讨改善低温燃烧排放的途径, 本文在固定 EGR 率(40%)和固定 SOI(曲轴转角 345°), 采用不同的 SR(分别为 1.0, 3.0 和 5.0), 对比分析其对低温燃烧的影响。

图 12 给出了缸内压力、温度和湍动能随 SR 变化的关系, SR 变化对缸内压力的影响基本不大。而缸内温度随着 SR 的增大, 峰值温度有一定的降低, 这主要是由于 SR 的增大, 能够促进燃油蒸发吸热和气流运动所致。缸内湍动能随着 SR 的增大而增大, 尤其是在曲轴转角 350°附近和 380°以后, 这对改善喷射过程的雾化效果和减少排放物有利。

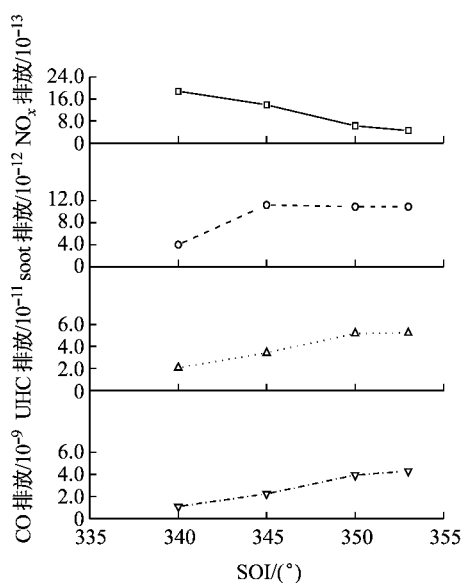


图 11 不同 SOI 下 NO_x , soot, UHC 和 CO 排放对比
Fig.11 NO_x , soot, UHC and CO with different SOI

如图 13 所示,不同 SR 下放热率和累计放热量变化不大,这说明 SR 对燃烧放热过程影响不大。

滞燃期、 η_i 和 B_{ISFC} 随 SR 的变化关系如图 14 所示。随 SR 的变化,滞燃期变化很小。 η_i 和 B_{ISFC} 在 SR 为 3.0 时分别最大和最小,这表明适当的 SR 有利于达到最佳的热效率和经济性。

不同 SR 下的 NO_x , soot, UHC 和 CO 变化如图 15 所示, NO_x 随着 SR 的增大变化不明显,相比没有 EGR 时仍为非常少; soot 和 UHC 分别随着 SR 的增大而减少,这分别是由于 SR 的增大,强化燃油与空气的混合和减少油膜的生成所导致;而 CO 排放随着 SR 的增大出现先减少后增大的趋势,即存在一个较合适的 SR (为 3.0) 能够保证 CO 排放最小,这也和 Kook 和 Helmantel 等人的研究结论较为一致,其原因是加强 SR 可以促进燃油的雾化,避免燃烧不充分,而当 SR 过大时,缸内温度会出现一定的降低

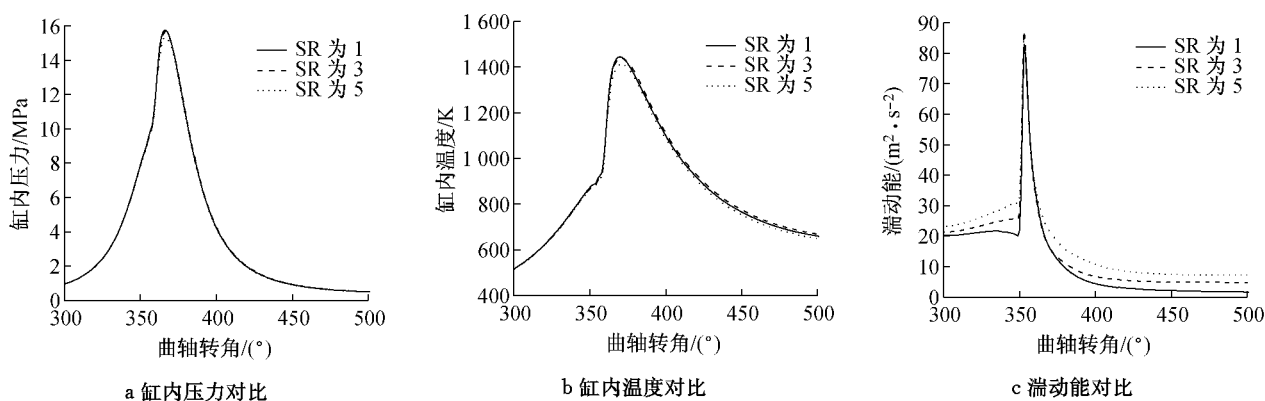


图 12 不同 SR 下缸内压力、温度和湍动能对比

Fig.12 Pressure, temperature and TKE with different SR

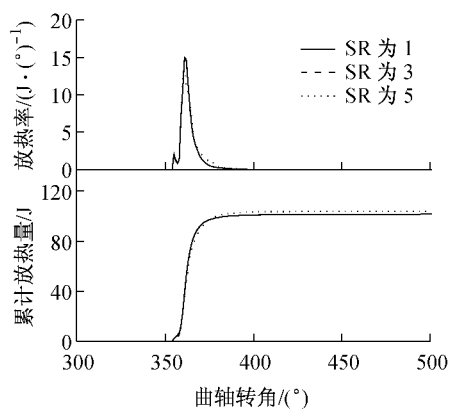


图 13 不同 SR 下放热率和累计放热量对比
Fig.13 Rate of heat release and accumulated heat release with different SR

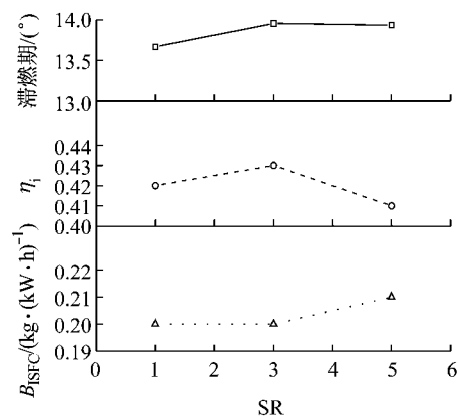


图 14 不同 SR 下滞燃期、 η_i 和 B_{ISFC} 对比
Fig.14 Ignition delay, indicated thermal efficiency and indicated fuel consumption with different SOI

(如图 12b 所示),这对 CO 转化到 CO_2 的过程造成不良影响。

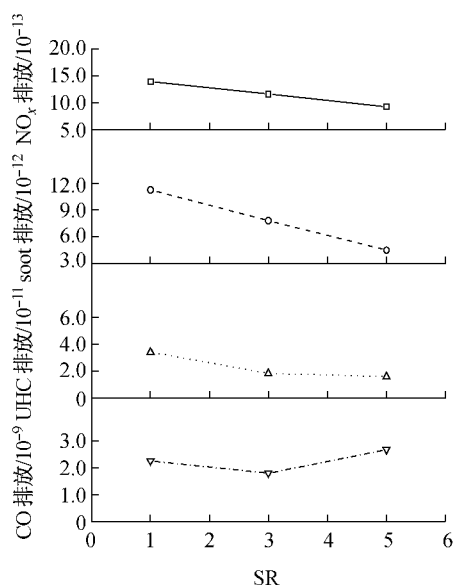


图 15 不同 SR 下 NO_x , soot, UHC 和 CO 排放对比
Fig.15 NO_x , soot, UHC and CO with different SR

3 结论

(1)随着 EGR 率的增加,滞燃期延长,燃烧放热过程滞后,缸内温度降低,油膜大量生成,发动机的热效率、燃油经济性变差。

(2)随着 EGR 率的增加,计算网格单元的燃空当量比—温度的分布逐渐移向低温区域,但是燃空当量比逐渐变大,燃烧室中会出现大量的混合气过浓的区域,这不利于减少 UHC 和 CO 排放。

(3)在选定 EGR 率为 40%,实现低温燃烧后,通过适度提前喷油,可以使燃烧放热过程提前,同时有利于提高热效率和改善燃油经济性;对比 3 种涡流比,发现 soot 和 UHC 排放随着涡流比增大而减少,而 CO 排放随着涡流比的增大出现先减少后增大的趋势,涡流比为 3.0 时综合效果较好。

参考文献:

[1] Zheng Ming, Mulenga C M, Reader T G, et al. Biodiesel engine performance and emissions in low temperature combustion [J]. Fuel, 2008, 87(6):714.

[2] Yutaka Murata, Jin Kusaka, Matsuo Odaka, et al. Achievement of medium engine speed and load premixed diesel combustion with variable valve timing [C]// SAE Paper. Detroit: SAE, 2006; 2006-01-0203.

[3] Zhao H, Xie H, Peng Z. Effect of recycled burned gases on homogeneous charge compression ignition combustion [J]. Combustion Science and Technology, 2005, 177(10): 1863.

[4] Alriksson M, Denbratt I. Low temperature combustion in a heavy duty diesel engine using high levels of EGR [C]// SAE Paper. Detroit: SAE, 2006; 2006-01-0075.

[5] Asad Usman, Zheng Ming, Han Xiaoye, et al. Fuel injection strategies to improve emissions and efficiency of high compression ratio diesel engines [C]// SAE Paper. Rosemont: SAE, 2008; 2008-01-2472.

[6] Kokjohn L S, Reitz RD. Investigation of charge preparation strategies for controlled premixed charge compression ignition combustion using a variable pressure injection system [J]. International Journal of Engine Research, 2010, 11(4):257.

[7] 赵昌普,宋崇林,张延峰,等. 涡流运动降低柴油机混合气浓度及碳烟排放的数值分析[J]. 燃烧科学与技术, 2004, 10(6): 489.

ZHAO Changpu, SONG Chonglin, ZHANG Yanfeng, et al. Numerical analysis of reduction in mixture concentration and soot emissions in a diesel engine by swirl [J]. Journal of Combustion Science and Technology, 2004, 10(6): 489.

[8] Kook S, Bae C S, Miles C P, et al. The effect of swirl ratio and fuel injection parameters on CO emission and fuel conversion efficiency for high-dilution, low-temperature combustion in an automotive diesel engine [C]// SAE Paper. Detroit: SAE, 2006; 2006-01-0197.

[9] Arjan Helmantel. Reduction of NO_x Emissions from a Light Duty DI Diesel Engine in Medium Load Conditions with High EGR Rates [C]// SAE Paper. Detroit: SAE, 2008; 2008-01-0643.

[10] Bianchi G M, Pelloni P, Corcione F E, et al. Numerical analysis of passenger car HSDI diesel engines with the 2nd generation of common-rail injection systems: the effects of multiple injections on emissions [C]// SAE Paper. Detroit: SAE, 2001; 2001-01-1068.

[11] 刘巽俊. 内燃机的排放与控制 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.

LIU Xunjun. Emission and control of internal combustion engine [M]. Beijing: China Machine Press, 2005.

[12] Akihama K, Takatori Y, Inagaki K. Mechanism of the smokeless rich diesel combustion by reducing temperature [C]// SAE Paper. Detroit: SAE, 2001; 2001-01-0655.

[13] Kamimoto T, Bae M. High combustion temperature for the reduction of particulate in diesel engines [C]// SAE Paper. Detroit: SAE, 1988; 880423.