

喷油策略对直喷汽油机快速启动的影响

杜爱民¹, 李萌萌¹, 李俊辉¹, 尹建民²

(1. 同济大学 汽车学院, 上海 201804; 2. 泛亚汽车技术中心, 上海 201201)

摘要: 运用 CFD(computational fluid dynamics)手段,对一款缸内直喷汽油机快速启动工况中的二次喷油策略进行分析研究.结果表明:过早的初次喷油会在活塞表面形成大量的油膜,导致燃油蒸发量过少,使得缸内混合气过稀,无法满足点火要求;第一次喷油越迟,滞留在排气门坑处的浓混合气越多,导致未燃碳氢排放增加,常温初次喷油时刻应设定在 270° CA(曲轴转角)~240° CA BTDC(上止点前)范围内;相较于第一次喷油,在压缩过程中的第二次喷油对壁面油膜的影响较小,早于 90° CA BTDC 的喷油会导致液滴与缸套发生较多的碰撞;根据仿真结果,常温冷机启动的第二次喷油时刻应当设定在 90° CA BTDC 之后.

关键词: 汽车; 发动机; 缸内直喷; 快速启动; 二次喷油; 油膜量

中图分类号: TK411.2

文献标志码: A

Effect of Injection Strategy on Quick Start of Gasoline Direct Injection Engine

DU Aimin¹, LI Mengmeng¹, LI Junhui¹, YIN Jianmin²

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. PAN Asia Technical Automotive Center, Shanghai 201201, China)

Abstract: The research on two-stage spray strategy of quick start of one gasoline direct injection(GDI)engine is studied by using the computational fluid dynamics (CFD) method. The result shows that,earlier first injection timing will cause much more oil film on the surface of piston and less fuel evaporation which may lead to dilute mixture in cylinder and the ignition requirements can't be met. Then later first injection timing may result in more rich mixture being detained in the exhaust valve pit which will lead to more hydrocarbon emissions. The first spray timing should be set from 270° CA BTDC(before top dead center) to 240° CA BTDC. Compared to the first injection, the influence on oil film of second spray timing during compression process is little. The injection timing earlier 90° CA BTDC may cause more crash between droplets

and cylinder liner. According to the simulation results, the second injection timing should be set after 90° CA BTDC.

Key words: vehicles; engine; direct injection; quick start; two-stage spray; oil film

21 世纪以来,汽车在人们日常生活中扮演的角色越来越重要并逐渐成为不可或缺的一部分,但在造福人类的同时也带来了许多的问题,能源危机与环境污染首当其冲.为了应对这些问题,各国政府都建立了严格的法律法规,从而控制汽车的油耗与排放.面对日益严格的油耗和排放法规,进一步提高燃油效率和进行合理的后处理是首要任务.目前应用较多的技术有缸内直喷、涡轮增压、废气再循环、可变气门等等.此外,各大企业也在积极地开发新能源汽车.油电混合动力汽车是目前最具有产业化和市场化前景的新能源车型之一.它既保留了传统内燃机高比功率以及续航能力强的特点,又具有节能和排放低的优点.其频繁的发动机启、停控制对发动机启动性能提出更高的要求.GDI(gasoline direct injection)发动机由于其在启动工况中突出的优点,将作为混合动力系统主要的发动机形式.

福特汽车 Dan Colvin 等人^[1]以一台并联式混合动力车为基础,研究不同动力分配策略和换挡策略,确定了最佳变速箱档位和电机拖动发动机启动所需扭矩,使在汽车行驶过程中的发动机启动更为平顺.重庆大学李红朋等人^[2]对混合动力汽车起步时发动机启动动力学进行了系统研究,建立了 ISG(integrated starter-generator)电机与发动机的综合控制模型,进行了发动机启动过程中的动力学仿真,满足了快速启动发动机的时间要求.虽然国内外对此工况的启动策略、排放进行了研究,甚至进行了标定工作,但对实际缸内混合气燃烧情况,尤其是 GDI

收稿日期: 2013-05-06

第一作者: 杜爱民(1971—),男,副教授,工学博士,主要研究方向为汽车节能与排放控制、混合动力汽车、汽车替代能源、发动机 CAE 技术以及汽车试验技术等. E-mail: duaimin1971@aliyun.com

发动机,并不了解,对于排放较高现象的原因也无法解释.因此,对此工况下的发动机缸内混合气形成情况进行研究,有助于了解来自缸内的有害排放产生机理,对确定后续实际应用的优化及标定工作具有指导意义.

本文运用 CFD(computational fluid dynamics)手段,对一款缸内直喷发动机的缸内混合气形成过程进行仿真,对 GDI 发动机的快速启动工况进行分析研究,为这一工况的实际应用提供优化方向.

1 计算模型

1.1 喷雾模型的标定

喷雾过程的模拟包含了两相流现象,需要同时对气相和液相的流动进行仿真.此外,发动机缸内的喷雾发展过程还受到外界多种因素的影响,通过对过程的分解研究,可以运用湍流扩散、液滴二次破碎、燃油蒸发、壁面碰撞和油滴相互作用等一系列模型,实现燃油喷射、雾化和混合气形成过程的仿真.

湍流扩散模型选用 Gosman^[3]模型,油滴破碎模型选用 Huh/Gosman^[4]模型,油滴蒸发模型选用 Dukowicz^[5]模型,壁面碰撞模型选用 Mundo Sommerfeld^[6]模型,油滴相互作用模型选用 Nordin^[7]模型.

为了保证模拟的准确性,需要对相关物理模型进行验证.由于喷雾特性直接影响着发动机混合气形成过程,所以喷雾模型的验证尤其重要.本文根据试验结果,对喷雾模型进行验证.试验采用激光诱导荧光法(laser induced fluorescence, LIF)对定容弹内燃油颗粒分布进行概率统计,试验设置条件如表 1 所示.本文通过发动机 3 维仿真软件 FIRE 在定容弹网格中进行喷雾模拟,建立的定容弹网格如图 1 所示.

表 1 喷雾试验条件

Tab.1 Spray test conditions	
参数名称	参数值
喷嘴类型	六孔非轴对称喷油器
喷孔直径/mm	0.128
油轨压力/MPa	5, 10
测试燃料	93# 汽油
环境气体	空气
环境压力/MPa	0.1
环境温度/°C	25

图 2 为在 5 MPa 和 10 MPa 两种油轨压力下,开始喷油后 1 ms 和 2.5 ms 时,试验结果(上)与仿真结果(下)的比较.截取修正模型参数后的喷雾油

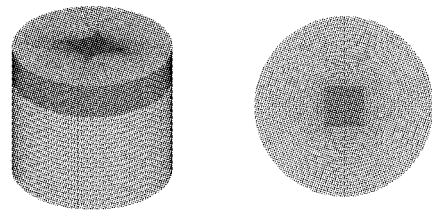


图 1 定容弹网格

Fig.1 Constant volume bomb mesh

滴分布仿真结果,通过与试验结果对比喷雾形状、喷雾贯穿距,对仿真计算中的喷雾数值模型参数进行修正.对比图 2 可以看出,喷雾贯穿距、喷雾锥角和喷雾形状等各方面仿真结果与实验结果均吻合较好.说明校准后的喷雾模型和参数能够体现喷雾特性,可以进行下一步缸内混合气形成过程的计算.

1.2 发动机参数

本文研究对象是一台 4 冲程 4 气门直列 4 缸自然吸气缸内直喷汽油机,主要参数如表 2 所示.缸内采用火花塞中置、喷油器侧置的布置方式.原机在启动过程中通过二次燃油喷射,采用分层燃烧,以降低启动过程中的油耗和排放.

表 2 发动机参数

Tab.2 Engine parameters	
参数名称	参数值
排量/L	1.484
行程/mm	84.7
缸径/mm	74.7
压缩比	11
最大功率/kW	88
最大功率输出转速/(r·min ⁻¹)	6 200
最大扭矩/(N·m)	150
最大扭矩输出转速/(r·min ⁻¹)	3 800
排放指标	欧 V

1.3 边界条件和初始值

本文利用已校准过的 BOOST(发动机 1 维仿真软件)发动机整机模型,为 FIRE 计算提供准确的边界条件和初始值,如图 3 所示.由于研究工况为发动机启动的首循环,所以在 BOOST 计算中,取消喷油、燃烧过程,采用倒拖运行,提供相对准确的进气压力、温度及排气压力边界. FIRE 计算中,壁面温度设为恒温壁面边界,数值与 BOOST 中设置相同.计算域初始压力、温度亦由 BOOST 提供.

1.4 计算网格

本文运用 FIRE 软件自带的 Fame Engine Plus 动态网格划分模块进行动网格划分,如图 4 所示.网格大部分采用 6 面体网格,默认尺寸为 2 mm.为了提高网格质量,在进排气门、气门座、活塞等处进行了细化.

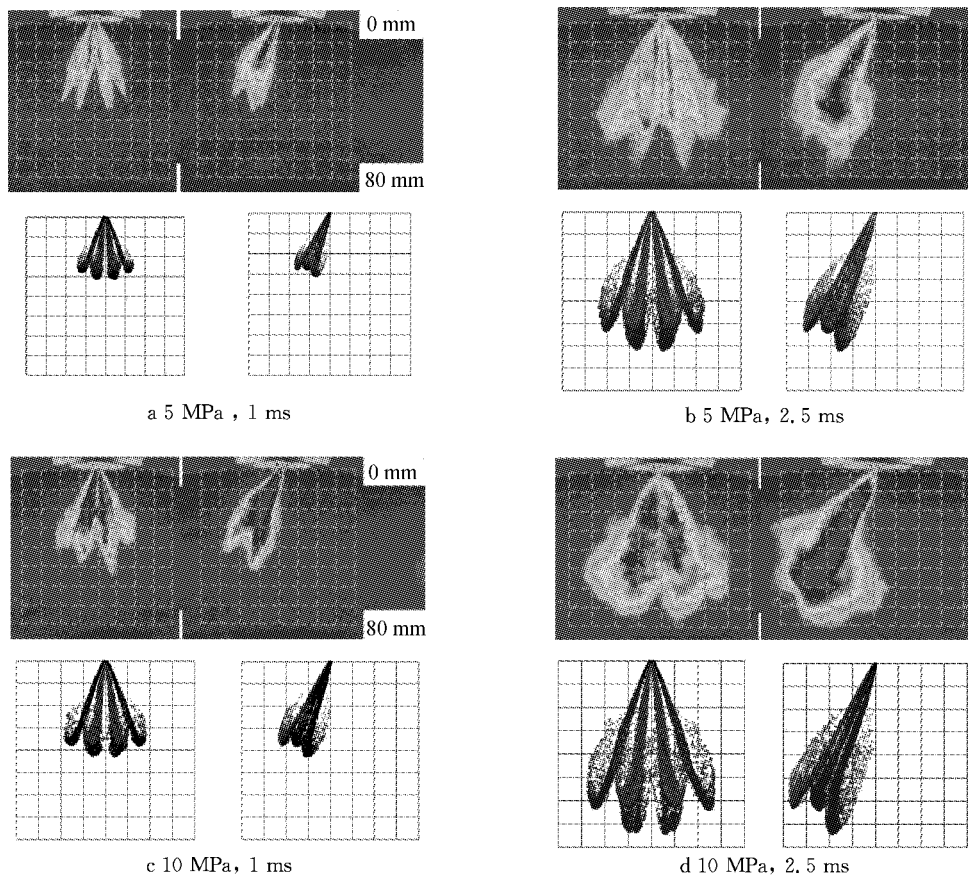


图 2 试验(上)与仿真(下)喷雾形状对比
Fig.2 Test and simulation spray shape comparison

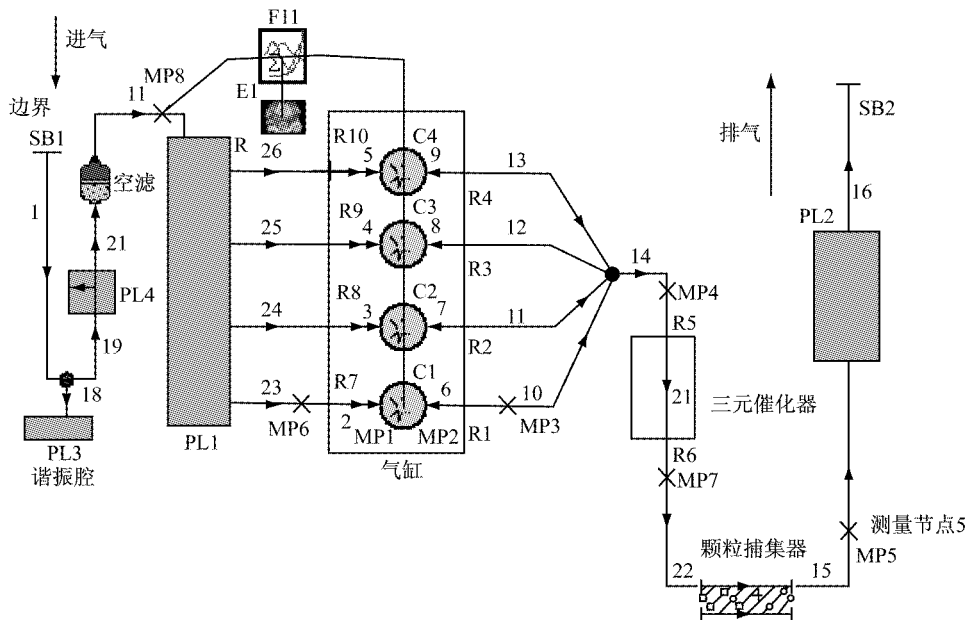


图 3 BOOST 发动机整机模型
Fig.3 BOOST engine model

2 计算结果与分析

相比较 PFI(port fuel injection)发动机,GDI 发动

机的喷油正时选择显得尤为重要.合理的喷油正时能够在缸内形成理想的混合气分布,形成较少的壁面油膜,燃烧后也能减少有害排放.本文在采用进气过程-压缩过程二次喷射策略的基础上,分别研究两

次喷油正时对混合气形成的影响.

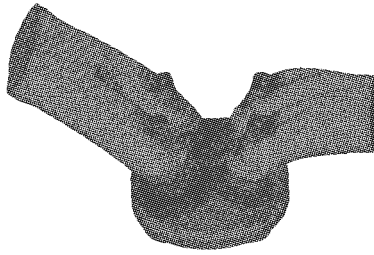


图 4 计算网格

Fig.4 Computational grid

2.1 第一次喷油时刻对混合气形成的影响

模拟计算 GDI 发动机常温冷机快速启动工况, 拖动转速为 $700 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 喷油压力 5 MPa, 定义 720° CA 为压缩上止点. 按理论空燃比喷油, 分别选择 SOI1 (喷油时刻 1) = 300° CA , 270° CA , 240° CA , 210° CA 和 180° CA BTDC(上止点前), SOI2 (喷油时刻 2) = 90° CA BTDC, 第二次喷油量比例占 50%, 点火正时为 10° CA BTDC, 计算从进气门开启前 10° CA 至 TDC(top dead center).

如表 3 所示, 比较不同 SOI1 对混合气形成的影

表 3 SOI1 对混合气形成的影响

Tab.3 SOI1 's impact on the mixture formation

SOI1	喷雾碰壁	浓度场	点火时刻的浓度场
300° CA BTDC	435° CA 	640° CA 	710° CA
270° CA BTDC	480° CA 	640° CA 	710° CA
240° CA BTDC	505° CA 	640° CA 	710° CA
210° CA BTDC	540° CA 	640° CA 	710° CA
180° CA BTDC	570° CA 	640° CA 	710° CA

注: 浓度场当量比 $0 \ 0.3 \ 0.6 \ 0.9 \ 1.2 \ 1.5$; 点火时刻的浓度场当量比 $0.5 \ 0.8 \ 1.1 \ 1.4 \ 1.7 \ 2.0$.

响可以发现,半缸模拟的 3 根喷雾油束中,SOI1 = 300° CA BTDC 时喷雾油束皆与活塞发生碰撞,SOI1 = 270° CA BTDC 时有 1 根油束与缸套发生碰撞,SOI1 = 240° CA BTDC 及之后的喷油都有 2 根油束与缸套发生碰撞.由于两次喷油间隔不同,在第二次喷油时,第一次喷油所形成混合气的位置也不同,SOI1 越迟,浓混合气越靠近排气门一侧,从中也能观察到进气滚流对浓混合气的带动作用.在点火时刻,SOI1 = 300° CA BTDC 时的缸内混合气明显过稀,说明第一次喷油蒸发量过少,无法满足点火要求;SOI1 越迟,滞留在排气门坑处的浓混合气越多,燃烧过程中火焰不容易传播至这部分混合气,导致未燃碳氢排放增加.

如图 5、图 6 所示,比较点火时刻的缸内平均当量比和火花塞附近当量比,以及 SOI1 对燃油蒸发的影响. SOI1 = 300° CA BTDC 过早,导致第一次喷油的蒸发量比 SOI1 较晚的蒸发量少约一半,且点火时刻未能在火花塞附近形成足够浓的混合气.单从点火和燃油蒸发的角度看,SOI1 = 210° CA 和 180° CA BTDC 较为理想,这两个喷油正时下的第二次喷油蒸发更高,且能在火花塞附近得到合理的混合气浓度.

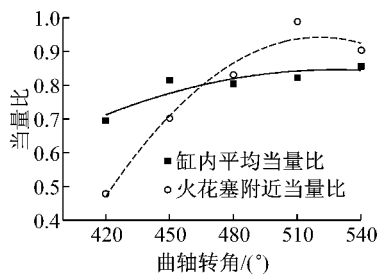


图 5 不同的 SOI1 点火时刻的当量比值

Fig.5 Equivalent ratios of different ignition timing of SOI1

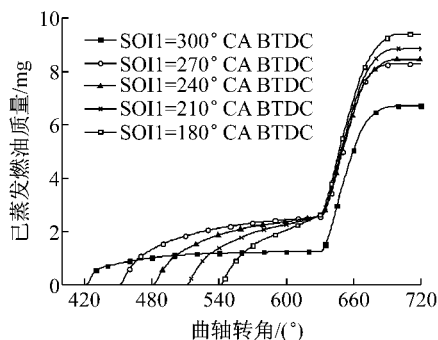


图 6 SOI1 对燃油蒸发量的影响

Fig.6 SOI1's impact on the fuel evaporation

如图 7、图 8 所示,从缸套油膜和活塞油膜质量的比较可以发现,SOI1 = 300° CA BTDC 时缸套油

膜最少,活塞油膜最多;SOI1 = 210° CA BTDC 时缸套油膜最多,SOI1 = 240° CA BTDC 时其次;SOI1 越晚,活塞上的油膜越少.

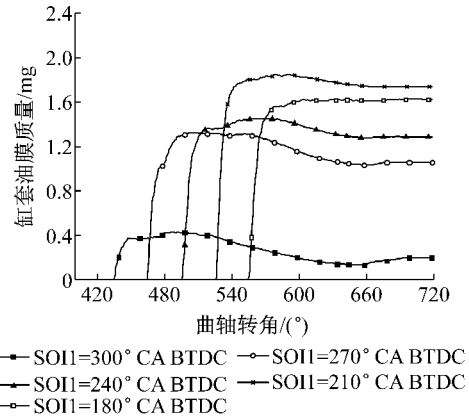


图 7 SOI1 对缸套油膜的影响

Fig.7 SOI1's impact on the oil film on the cylinder liner

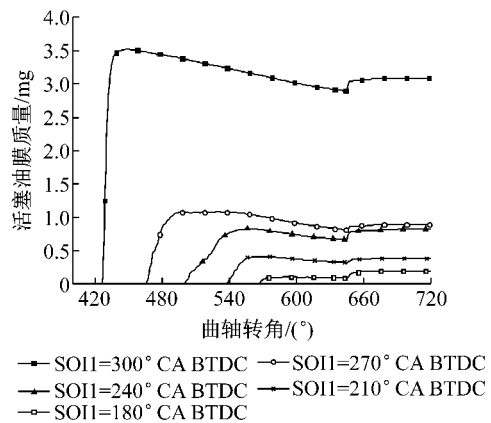


图 8 SOI1 对活塞油膜的影响

Fig.8 SOI1's impact on the oil film on the piston

喷嘴侧置的 GDI 发动机为避免过多缸套油膜的产生,在正常运行工况下,通常采用在进气初期 300° CA BTDC 附近的喷油正时,形成较均匀的混合气.但是在冷机起动条件下,过早的喷油还会在活塞表面形成大量的油膜,导致需要很大的加浓系数.根据本文的仿真结果,常温 SOI1 设定在 270° CA ~ 240° CA BTDC 范围内较为合适.

2.2 第二次喷油时刻对混合气形成的影响

模拟计算 GDI 发动机常温冷机快速起工况,拖动转速为 $700 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,喷油压力 5 MPa,按理论空燃比喷油,SOI1 = 240° CA BTDC,分别选择 SOI2 = 110° CA, 100° CA, 90° CA 和 80° CA BTDC,第二次喷油比例占 50%,点火正时为 10° CA BTDC,计算从进气门开启前 10° CA 至 TDC.

压缩后期的第二次喷油,喷油油束与活塞的位

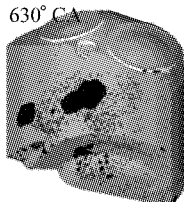
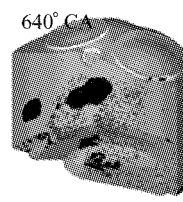
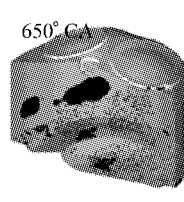
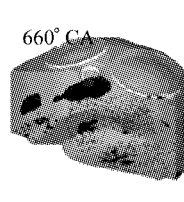
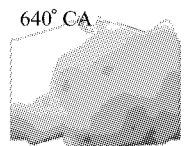
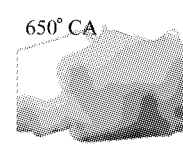
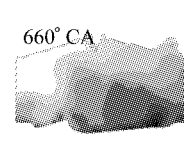
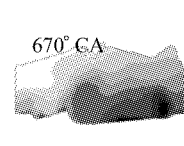
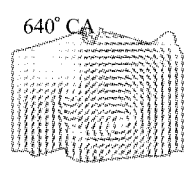
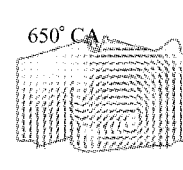
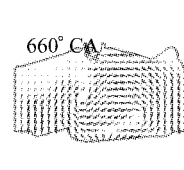
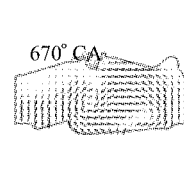
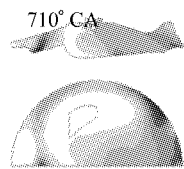
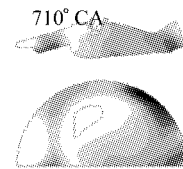
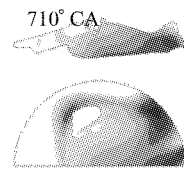
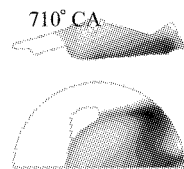
置关系十分重要.如表 4 所示,早于 90° CA BTDC 的喷油会有 2 根油束喷向活塞凹坑之外的部分,推迟喷油则能将液滴保持在活塞凹坑上方的空间里,理论上有利于混合气浓度的分层.此外,喷雾早晚对流场造成影响也不同.较早的喷油能将喷雾上方形成的逆滚流发展至排气门一侧,起到阻隔混合气向此处扩散的作用;若喷油较迟,逆滚流则将被保留活

塞凹坑内,起到将混合气沿凹坑形状卷起的作用.

从表 4 中可以看出,前两个 SOI2 由于喷油较早,液滴分布较为分散,导致在点火时刻有大量浓混合气处于排气门坑和缸套附近;后两个 SOI2 得到的浓混合气主要分布在活塞凹坑上方,符合设计意图,但是进气门坑和火花塞附近的混合气过浓,说明第二次喷油的贯穿距不足.

表 4 SOI2 对混合气形成的影响

Tab.4 SOI2's impact on the mixture formation

SOI2	110° CA BTDC	100° CA BTDC	90° CA BTDC	80° CA BTDC
喷雾碰壁				
浓度场				
流场				
点火时刻的浓度场				

注: 浓度场当量比: 0.5 0.8 1.1 1.4 1.7 2.0 ; 流速速度/(m·s⁻¹): 0 0.6 1.2 1.8 2.4 3.0 ; 点火时刻的浓度场当量比: 0.5 0.8 1.1 1.4 1.7 2.0

如图 9、图 10 所示,虽然较早 SOI2 的混合气浓度分布不理想,但得益于较长的蒸发时间,在缸内和火花塞附近也得到了不错的当量比浓度;虽然较晚的 SOI2 使得燃油蒸发时间缩短,但是压缩后期的缸

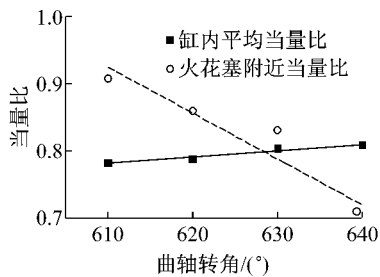


图 9 不同的 SOI2 点火时刻的当量比值

Fig.9 Equivalent ratios of different ignition timing of SOI2

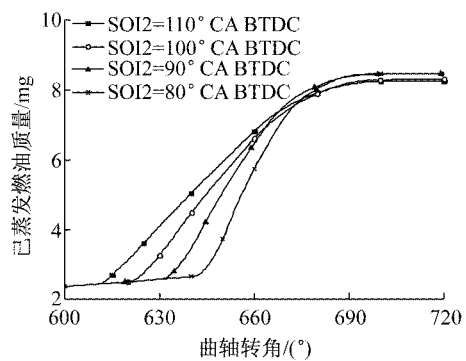


图 10 SOI2 对燃油蒸发量的影响

Fig.10 SOI2's impact on the fuel evaporation

内温度上升很快,使液滴蒸发更快,所以仿真选择的 4 个 SOI2 下的燃油蒸发量相差不多.火花塞附近的

当量比波动说明,该设定下二次喷油的加浓效果不够稳定。

如图 11、图 12 所示,相较于第一次喷油,在压缩过程中的第二次喷油对壁面油膜的影响较小。早于 90° CA BTDC 的喷油会导致液滴与缸套发生较多的碰撞;推迟 SOI2,会使活塞油膜少量增加,而 SOI2 = 100° CA BTDC 时形成的活塞油膜较多,经分析,应当是由于一根油束在活塞凹坑造型处发生碰壁,入射角度几乎垂直,导致油膜生成量较大。

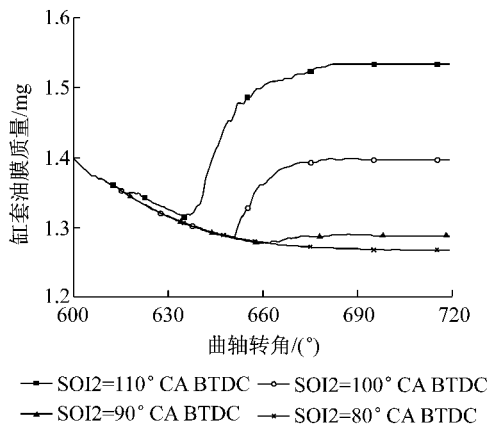


图 11 SOI2 对缸套油膜的影响

Fig. 11 SOI2's impact on the oil film on the cylinder liner

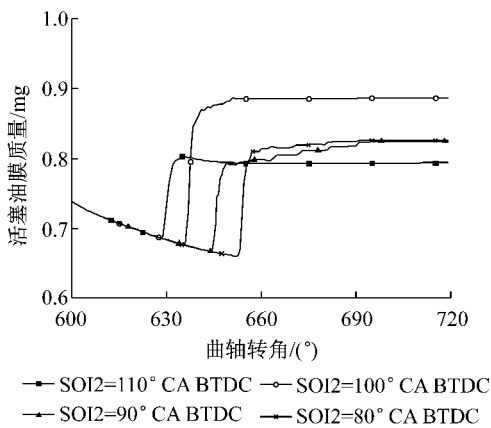


图 12 SOI2 对活塞油膜的影响

Fig. 12 SOI2's impact on the oil film on the piston

根据本文的仿真结果,常温冷机起动的 SOI2 应当设定在 90° CA BTDC 之后,具体正时需要更多仿真和试验进行验证。

3 结论

本文研究了喷油正时对常温冷机快速起动混合气形成的影响,得到结论如下:

(1)在冷机起动条件下,过早的喷油会在活塞表面形成大量的油膜,使得缸内混合气过稀,无法满足点火要求;SOI1 越迟,滞留在排气门坑处的浓混合气越多,导致未燃碳氢排放增加,根据本文的仿真结果,常温 SOI1 设定在 270° CA ~ 240° CA BTDC 范围内较为合适。

(2)在压缩过程中的第二次喷油对壁面油膜的影响较小,推迟 SOI2,会使活塞油膜少量增加;根据本文的仿真结果,常温冷机起动的 SOI2 应当设定在 90° CA BTDC 之后。

参考文献:

- [1] Colvin D, Masterson B. Challenges of engine starts and drivability in a parallel hybrid-electric system [C] // SAE International. [S. l.]: SAE, 2004; 2004-01-0063.
- [2] 李红朋,秦大同,杨阳,等. 汽车发动机起动过程的动力学仿真[J]. 重庆大学学报:自然科学版, 2005, 28(6): 4
LI Hongpeng, QIN Datong, YANG Yang. Dynamics simulation of ISG-HEV engine during starting[J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2005, 28(6): 4.
- [3] Dukowicz J K. A particle-fluid numerical model for liquid sprays [J]. Journal of Computational Physics, 1980, 35(2): 229.
- [4] Huh K Y, Gosman A D. A phenomenological model of diesel spray atomization [C] // Proceedings of the International Conference on Multiphase Flows. Tsukuba: [s. n.], 1991: 24-27.
- [5] Dukowicz K J. Quasi-steady droplet change in the presence of convection[R]. [S. l.]: Los Alamos Scientific Laboratory, 1979.
- [6] 周剑. 壁面模型对缸内传热多维瞬态数值模拟计算的影响[J]. 内燃机与动力装置, 2009(4): 25.
ZHOU Jian. Effects of wall models on heat transfer multi-dimensional transient numerical simulation in diesel cylinder[J]. Internal Combustion Engine & Power Plant, 2009(4): 25.
- [7] Nordin P A. Complex chemistry modeling of diesel spray combustion [M]. Gothenburg: Chalmers University of Technology, 2001.