

DOI: 10.7652/xjtuxb201305006

喷油参数对汽油机冷起动可燃混合气形成的影响

孔彤^{1,2}, 韩志玉^{1,2}, 陈征², 邓鹏^{1,2}

(1. 湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 410082, 长沙;

2. 湖南大学先进动力总成技术研究中心, 410082, 长沙)

摘要: 采用计算流体力学软件对进气道喷射汽油机冷起动时前 3 个循环可燃混合气的形成进行了三维数值计算, 采用多组分燃油模型研究了喷油量、喷油时刻、喷油位置、燃油温度以及 2 次喷射对混合气形成的影响规律。结果表明: 随着喷油量的增加, 缸内当量比线性上升, 但过高油量将抑制燃油蒸发; 在闭阀喷射时, 过早喷油使得燃油蒸发率下降, 进气阀背面喷油位置的燃油蒸发率大于进气道底面; 在开阀喷射时, 混合气形成不均匀, 气阀内侧缸内附壁油膜最少, 当量比最大; 燃油温度过高可抑制油膜蒸发; 2 次喷射有益于缸内当量比提高, 附壁油膜减少。

关键词: 汽油机; 冷起动; 混合气形成; 数值模拟

中图分类号: TK422 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)05-0031-07

Numerical Study on Effect of Injection Parameters on Combustible Mixture Formation of Gasoline Engine During Cold Start

KONG Tong^{1,2}, HAN Zhiyu^{1,2}, CHEN Zheng², DENG Peng^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body, Hunan University, Changsha 410082, China;

2. Research Center for Advanced Powertrain Technology, Hunan University, Changsha 410082, China)

Abstract: A three-dimensional numerical simulation on the air-fuel mixing process during cold start was performed for a PFI engine. The multi-component fuel model was adopted to study the effect of different parameters on the air-fuel mixing process, including the quantity of fuel injected, injecting timing, impingement position, temperature of fuel, and split injection strategy. The results show that the equivalence ratio increases linearly with an increase in the fuel injection quantity but the excessive amount of fuel inhibits fuel evaporation. At CVI, premature fuel injection reduces the fuel evaporation rate and the evaporation rate of fuel decreases with the advancing of the injection timing, and the fuel injected towards the back of the intake valves has a higher evaporation rate than that injected on the surface of the intake port. At OVI, it is difficult to generate the homogeneous mixture and the equivalence ratio reaches its peak when the fuel is injected towards the inside of the intake valves. Excessive high temperature can inhibit the vaporization of the fuel film. Compared with the single injection, the split injection strategy has higher equivalence ratios and less wall wetting.

Keywords: gasoline engine; cold start; mixture of fuel and air; numerical simulation

提高三效催化转换器的转化效率是内燃机满足 排放标准的可行技术。三效催化转换器快速起燃使

收稿日期: 2012-08-27。 作者简介: 孔彤(1989—),男,硕士生;韩志玉(通信作者),男,博士,教授。 基金项目: 国家高技术
研究发展计划资助项目(2008AA11A116);国家科技支撑计划资助项目(2009BAG13B00)。

网络出版时间: 2013-03-07

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130307.0827.001.html>

得发动机前几个循环未燃 HC 的排放在整个排放中占了很大的比例^[1],这个时间段混合气的形成对排放有着重要的影响,各个参数影响效果需要量化。

合理的喷油参数不仅使得缸内混合气分布均匀,还能保证发动机尽快着火,降低未燃 HC 排放。本文通过多维数值模拟方法,采用多组分蒸发模型分析了汽油机喷油量、喷油时刻、喷油位置、燃油温度以及 2 次喷射对发动机-7℃冷起动时前 3 个循环可燃混合气形成的影响和影响形成过程的主要因素,以期冷起动过程降低未燃 HC 排放研究提供理论依据。

1 计算模型及验证

1.1 参数及计算软件

利用三维计算流体力学软件 CONVERGE^[2]为一台排量为 1.8 L 的四缸四冲程自然吸气汽油机 4G18 的气道及燃烧室建立了三维模型,如图 1 所示。该汽油机基本参数如表 1 所示。

计算时利用前处理软件进行几何检查和边界设置,计算网格自动生成,在气阀等处进行局部的网格加密,根据计算情况进行自适应网格加密,以保证计算精度。

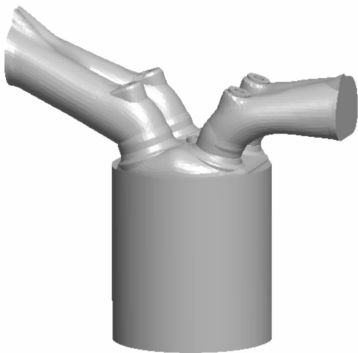


图 1 汽油机三维模型

表 1 汽油机基本参数

缸径/mm	80.6
行程/mm	88
压缩比	10.5
进气门开关角/(°)	350、578
排气门开关角/(°)	14、370
标定功率/kW·r ⁻¹ ·min	96~6 000
最大扭矩/N·m	165~4 000

1.2 计算模型

气道喷射式汽油机燃油从喷嘴喷出后,经过了雾化、液滴破碎、油滴碰撞与聚合、燃油撞壁以及燃油蒸发等复杂物理过程。计算中湍流模型选用 Han RNG $k-\epsilon$ 模型^[3],传热模型选用 Han & Reitz 模型^[4],喷雾破碎模型选用 TAB 模型^[5],粒子碰撞聚合模型采用 Schmidt 模型^[6],碰壁后采用基于粒子的混合方法求解油膜发展过程。本文采用多组分燃油模型来模拟实际汽油,以解决冷起动过程中单组分燃油模型不能准确模拟的问题,具体组分如表 2 所示。

表 2 3 种组分的质量分数^[7]

组分名称	分子式	质量分数/%
正戊烷	C ₅ H ₁₂	22
异辛烷	IC ₈ H ₁₈	58
正癸烷	C ₁₀ H ₂₂	20

1.3 蒸发模型验证

模拟和实际汽油的蒸馏曲线如图 2 所示。由图 2 可以看出,异辛烷、正己烷 2 种单组分燃油的蒸馏曲线与实际汽油不同,3 种组分下的混合燃油在整个温度区域内蒸馏曲线与实际汽油吻合良好,因此本文采用 3 种组分的燃油进行冷起动计算。

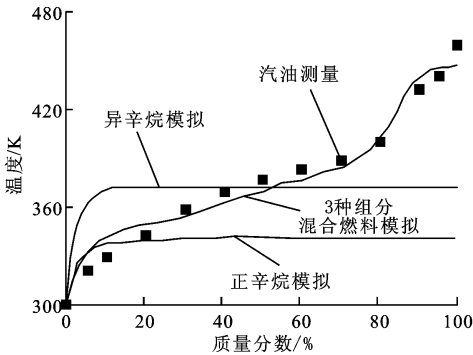


图 2 模拟和实际汽油的蒸馏曲线

为了验证 CONVERGE 软件单油滴蒸发模型的准确性,对正癸烷油滴在静态下 3.5 s 内的蒸发过程进行数值模拟,并与实验值进行了比较。实验中采用电加热器以 1 000 K 恒温对直径为 $(2\ 000\pm 50)\ \mu\text{m}$ 的静态油滴进行加热,并用摄像机记录油滴直径的变化^[8]。静态下油滴 d/d_0 随时间变化的曲线如图 3 所示,其中 d 为油滴随时间蒸发后的直径, d_0 为油滴初始直径。由图 3 可以看出,CONVERGE 计算值与实验值吻合良好,表明采用单油

滴蒸发模型可以准确模拟。

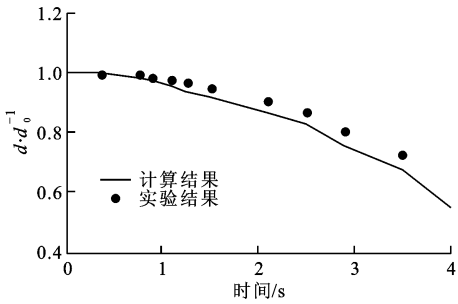


图 3 静态下油滴 d/d_0 随时间变化的曲线

1.4 油膜模型验证

气道式喷射汽油机中燃料喷射到气阀和气道等壁面上形成液态油膜,油膜蒸发后形成混合气,为此本文对燃油碰壁及油膜模型进行了验证。喷雾碰撞角 θ 分别为 60° 、 45° 、 30° 时的实验参数如表 3^[9] 所示。

表 3 实验参数设置

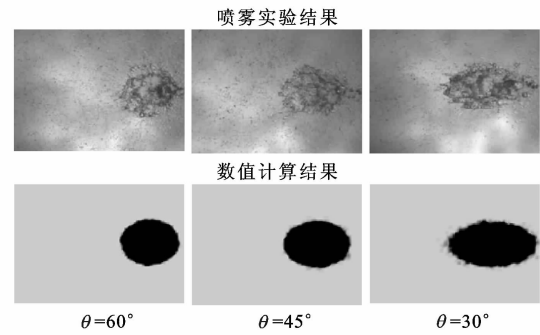
燃料	异辛烷
喷油压力/kPa	370
喷油持续期/ms	8.45
喷雾空间角/ $^\circ$	7
油滴初始索特直径/ μm	380
喷射距离/mm	100
喷雾碰撞角/ $^\circ$	60,45,30

相同条件下燃油喷射碰壁后形成油膜的数值计算与实验结果对比如图 4 所示。由图 4 可以看出,3 种 θ 下在喷油开始后 12 ms、25 ms 时,模型预测的壁面油膜形状与实验结果比较吻合,表明所建模型可以用于进气道喷射发动机混合气形成影响因素的研究。

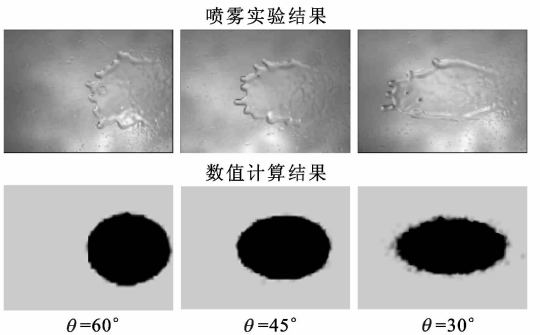
1.5 边界条件设置

冷起动的前几个循环对发动机排放意义重大,因此本文对冷起动前 3 个循环进行了计算,以研究多参数对缸内混合气形成的影响。设发动机缸壁及机体的初始温度为 266 K,模拟 -7°C 低温冷起动,初始输入参数如表 4 所示。

计算中定义进气上止点为 360° ,燃烧上止点为 720° ,计算范围从 $350^\circ\sim 2\,150^\circ$,包含 3 个工作循环。



(a)喷油开始后 12 ms



(b)喷油开始后 25 ms

图 4 形成油膜的数值计算与实验结果对比

表 4 初始输入参数

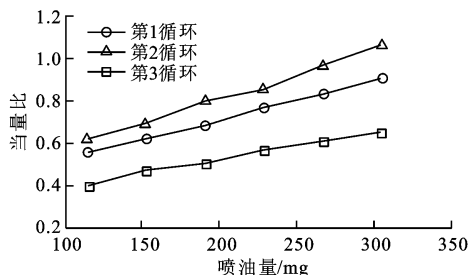
进气初始温度/K	266
进气歧管初始压力/kPa	92
发动机转速/ $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	200
喷油量/mg	229
喷油压力/kPa	300
喷油时刻/ $^\circ$	360
喷射速率/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	21
油滴初始索特直径/ μm	140
燃油初始温度/K	266

2 计算结果及分析

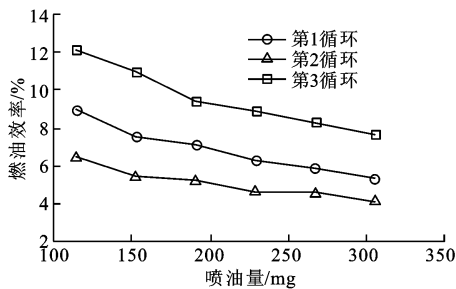
2.1 不同喷油量对混合气形成的影响

喷油量(理论燃油量 3~8 倍)对缸内当量比、燃油效率^[10]的影响如图 5 所示。当量比一般在 0.76~2.0 范围内才能保证汽油机着火,在冷起动阶段,燃空当量比为 1.1 时汽油的层流燃烧速度最高。由图 5 可以看出:在 -7°C 的环境下,缸内当量比随着喷油量的增加线性增大,发动机很难在前 2 个循环达到稳定着火,需要多循环的累积;当喷油量达到缸内理论所需燃油量的 5 倍以上时,第 3 循环缸内当

量比(约 0.8 以上)才能达到着火的要求。



(a)缸内当量比



(b)燃油效率

图 5 喷油量对缸内当量比、燃油效率的影响

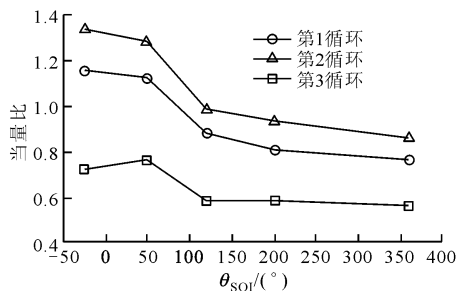
由图 5 还可以看出:低温条件下,燃油效率比较低,总体上低于 12%,且随着喷油量与循环数的增加而减小,即燃油蒸发率减小;当喷油量大于理论燃油量的 5 倍时,第 3 循环燃油效率小于 5%,喷油量增加,效率降低,原因是受气道结构限制,燃油在进气阀背面堆积,附壁油膜厚度迅速增加,从而导致燃油蒸发率下降;当喷油量为理论燃油量的 5 倍时,在气阀背面 3 个循环的油膜质量分别为 60、106.7、119.5 mg,因此循环喷油量的确定要考虑发动机气道内实际的空间尺寸。

2.2 喷油时刻对混合气形成的影响

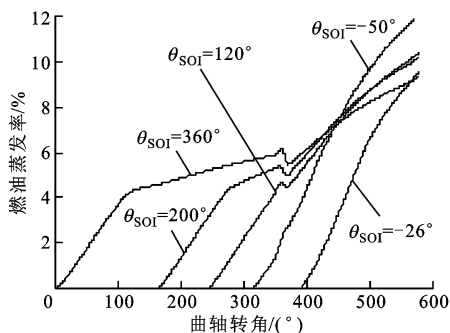
气道喷射式汽油机的喷油时刻(BTDC)分为开阀喷射(OVI)与闭阀喷射(CVI)。喷油时刻 θ_{SOI} 分别为 360° 、 200° 、 120° 时,为闭阀喷射,在进气门开启前喷油结束; $\theta_{\text{SOI}} = 50^\circ$ 时,为半开阀喷射,在进气门开启后结束喷油; $\theta_{\text{SOI}} = -26^\circ$ 时,为开阀喷射,在进气门开启后喷油。喷油时刻由进气上止点前曲轴转角计算。

喷油时刻对缸内当量比、燃油蒸发率的影响如图 6 所示。由图 6 可以看出:OVI($\theta_{\text{SOI}} = -26^\circ$)下缸内当量比明显大于 CVI,在第 2 循环达到着火范围;进气门关闭时,OVI 燃油蒸发率比 CVI 低,原因是 OVI 下大量燃油直接进入气缸,在喷雾碰壁的飞溅作用下,气缸盖、排气阀及气缸壁上形成油膜,这些油膜在压缩冲程时蒸发,从而形成可燃混合气,也正

是未燃 HC 排放的重要来源。



(a)缸内当量比



(b)燃油蒸发率

图 6 喷油时刻对缸内当量比、燃油蒸发率的影响

CVI 是指进气门关闭时燃油喷入进气道或气阀背面后蒸发。由图 6 还可以看出, $\theta_{\text{SOI}} = 120^\circ$ 时,缸内当量比大于 $\theta_{\text{SOI}} = 360^\circ$ 时,第 3 循环当量比较 $\theta_{\text{SOI}} = 360^\circ$ 时高出约 0.14,说明达到稳定着火的时间提前,即随着喷油时刻的推迟,缸内当量比增加,多循环时更为明显。原因是 $\theta_{\text{SOI}} = 360^\circ$ 时,蒸发时间长,初期蒸发率较高,由于冷起动时是多倍喷油,所以先期蒸发的燃油造成进气阀附近燃油浓度过高,从而抑制了燃油进一步蒸发,甚至有部分燃油重新融合到油膜之中,最终导致晚喷射的燃油蒸发率较高。因此,合理的喷油时刻可使燃油蒸发率达到最大。

不同喷油时刻下缸内当量比分布如图 7 所示。由图 7 可以看出:进气门关闭时,OVI($\theta_{\text{SOI}} = -26^\circ$)下缸内混合气分布并不均匀,气缸壁面和排气阀侧存在局部浓区,在活塞顶面有部分燃油堆积,点火时刻浓区向排气阀侧偏移,缸内当量比整体比较高,因此 OVI 可以提高发动机动力性和动态响应性,但未燃 HC 排放提高;CVI($\theta_{\text{SOI}} = 360^\circ$)下缸内混合气分布较为均匀,点火时刻不存在浓区,未燃 HC 排放降低,但不利于点火;半开阀喷射($\theta_{\text{SOI}} = 50^\circ$)下缸内混合气虽不均匀,但浓区在进气门侧,点火时刻浓区集中在火花塞与进气门侧,有利于点火,对排放性能的

影响相对于浓区在排气门侧的小一些。

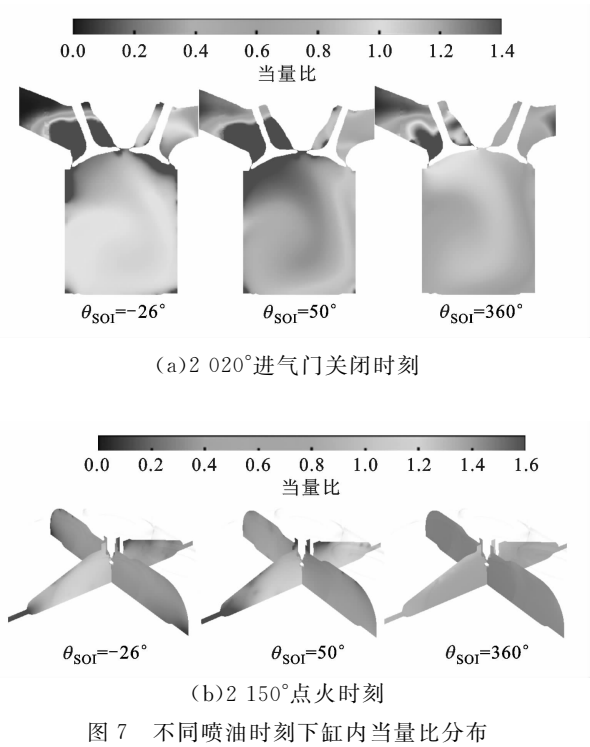


图 7 不同喷油时刻下缸内当量比分布

2.3 喷油位置对可燃混合气形成的影响

一般进气道喷射式发动机喷油位置在进气阀背面,但有时受到结构限制,喷油位置达不到最佳状态^[11]。对于 CVI,选取进气道底部与进气阀背面进行比较,对于 OVI,选取进气阀背面的 3 个位置(底部、内侧、外侧)进行比较,如图 8 所示。

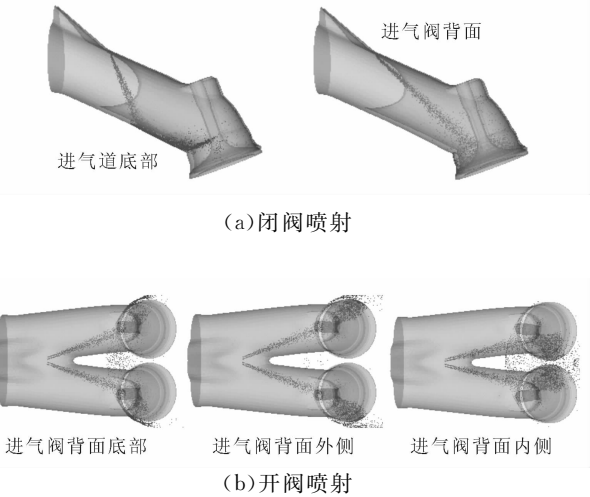


图 8 不同喷油位置示意

不同喷油位置对缸内当量比、燃油蒸发率的影响如图 9 所示。由图 9 可以看出:CVI 下喷油位置在进气阀背面,缸内当量比大于进气道底部,在第 3 循环当量比较进气道底部高出 0.2;喷油位置在气阀背面时的蒸发率大于在气道底部,进气门开启后

差别更为明显。原因是冷起动阶段,进气道及进气阀温度相同,所以温度不是影响燃油蒸发的主要因素,此时喷油距离及油膜面积较大,有利于燃油挥发,因此蒸发率较高,当进气门开启时,气流运动促使进气阀背面燃油蒸发更快。

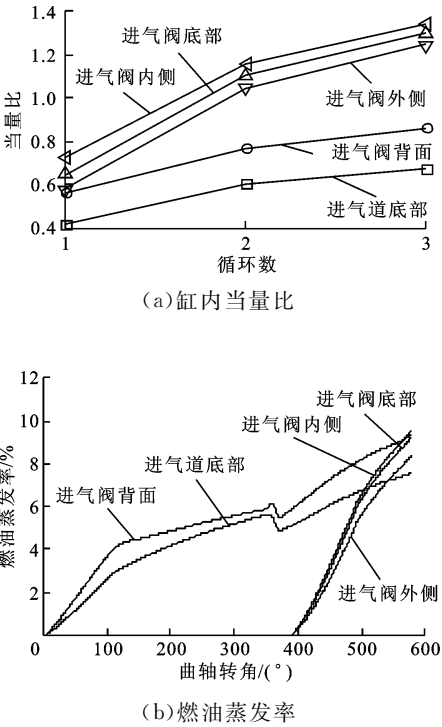


图 9 不同喷油位置对缸内当量比、燃油蒸发率的影响

由图 9 还可以看出,OVI 下缸内当量比和燃油蒸发率大小按位置依次为:进气阀内侧—进气阀底部—进气阀外侧。原因是当燃油喷向气阀内侧,两气门开启时,气流运动会相互干涉,造成气门外侧与底部的气流运动更加剧烈,从而导致燃油蒸发率提高。不同喷油位置对缸内附壁油膜的影响如图 10 所示。由图 10 可以看出,OVI 下缸内附壁油膜在喷向进气阀内侧时最少,喷向外侧时最多。

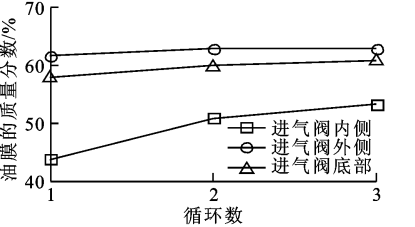


图 10 不同喷油位置对缸内附壁油膜的影响

OVI 下 3 种不同喷油位置的缸内当量比分布如图 11 所示。由图 11 可以看出:喷油位置在进气阀内侧时,气缸内当量比较高,点火时刻燃烧室混合气较浓,排气阀侧出现浓区,不利于排放;喷油位置

在进气阀底部时,进气阀侧的缸壁及缸盖上形成了油膜,点火时刻缸内当量比分布很不均匀,在燃烧室四周混合气较浓,不利于燃烧;喷油位置在进气阀外侧时,排气阀侧的缸壁及缸盖上形成了油膜,混合气较前 2 个位置稀,点火时刻火花塞附近混合气浓度也比较稀,不利于点火,但缸内混合气分布整体均匀。因此,结合图 9 与图 10 可以得出,OVI 下喷油位置在进气阀内侧时缸内混合气形成状态最佳。

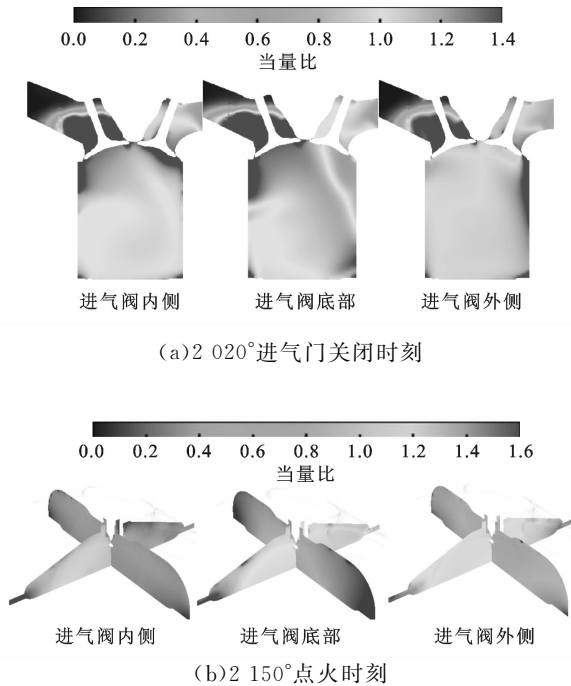


图 11 OVI 下 3 种喷油位置的缸内当量比分布

2.4 燃油温度对可燃混合气形成的影响

不同燃油温度对缸内当量比、蒸发率的影响如图 12 所示。由图 12 可以看出:随着燃油温度的升高,缸内当量比及燃油蒸发率增大。原因是燃油温度升高,燃油油滴的热扩散系数增大,向周围介质的传热量增加,传质增加,燃油蒸发量增多,进入气缸内的气态燃油增加,缸内当量比和燃油蒸发率增大;燃油温度为 $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$,3 个循环缸内当量比分别为 0.56、0.76、0.86 时, $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时当量比分别为 0.92、1.15、1.19,后者分别提高了 62.3%、49.6%、39.1%,可见第 1 循环即可达到着火范围,随着循环数的增加,燃油温度对当量比的影响减弱;燃油温度为 40、 $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,二者缸内当量比相差不大。

由图 12 还可以看出,在进气门开启前(曲轴转角为 350°),随着燃油温度的升高,燃油蒸发率增速较快,增幅较大,达到极限之后保持不变;当进气门开启后,高温下燃油蒸发率下降,下降幅度随着燃油温度的升高而增大,如 $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,燃油蒸发率由进气门

开启前的 21% 下降至 13%,气阀及气道上附壁油膜质量在进气门开启前(曲轴转角为 350°)为 112.3 mg,在进气门开启后,油膜厚度增加,气门开启后 30° (曲轴转角为 380°)达到 122.5 mg,即在气道内高温燃油大量蒸发,冷起动阶段气流运动缓慢,使得进气门开启时部分燃油蒸气重新融合到油膜之中,这正是高温燃油在第 3 循环时缸内当量比相差不大的原因。因此,在提高燃油温度的同时,应该减少喷油量,这样可以充分利用高温燃油的快速蒸发特性。

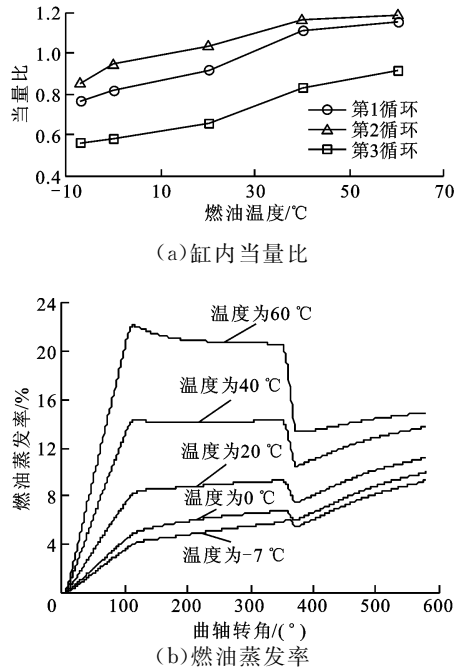


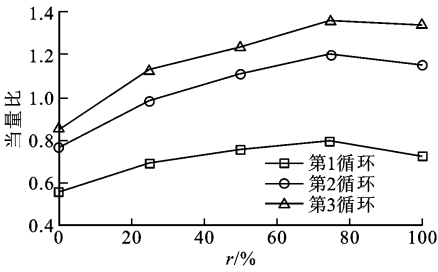
图 12 燃油温度对缸内当量比、燃油蒸发率的影响

2.5 2 次喷射对混合气形成的影响

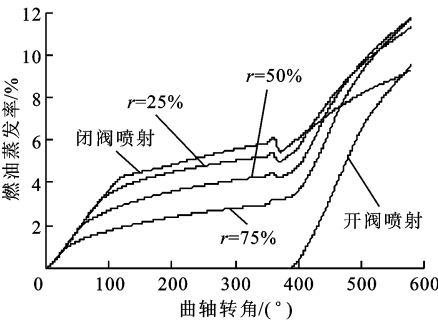
2 次燃油喷射是指将所需燃油分为 2 次喷射,第 1 次喷射在膨胀冲程(即做功冲程),第 2 次喷射在进气冲程^[12]。

2 次燃油喷射膨胀冲程的 $\theta_{\text{SOI}} = 360^{\circ}$ (压缩上止点),进气冲程的 $\theta_{\text{SOI}} = -26^{\circ}$ 。2 次喷射对缸内当量比、燃油蒸发率的影响如图 13 所示。由图 13 可以看出:2 次喷射在缸内形成的当量比大于 CVI,随着第 2 次喷油量所占比例 r 的增加,缸内当量比呈比例增加, r 每增加 25%,缸内当量比提高约 10%,这样在第 2 个循环可达到着火要求;与 OVI 相比,第 1 循环中 2 次喷射的缸内当量比大于单次喷射,随着循环数的增加,OVI 下缸内大量附壁油膜挥发,使得随后的 2 个循环的缸内当量比大于 r 为 25%、50% 时的 2 次喷射;当 r 为 75% 时,缸内当量比最高。由图 13 还可以看出,进气门关闭时,无论是 CVI 还是 OVI,2 次喷射燃油蒸发率均是大于单次

喷射。原因是进气门开启前,气道内已有部分燃油蒸发,随着进气门打开,第 2 次喷射充分利用进气流动,加速了蒸发,使得总蒸发率大于单次喷射。



(a)缸内当量比



(b)燃油蒸发率

图 13 r 对缸内当量比、燃油蒸发率的影响

2 次喷射形成的缸内附壁油膜量如图 14 所示。由图 14 可以看出,缸内附壁油膜随着 r 的增大线性增加,因此采用 2 次喷射相比于 OVI 可以明显减少缸内附壁油膜的形成,如 r 为 50% 时,2 次喷射的缸内附壁油膜相比于 OVI 减少了 20%,这意味着减少了未燃 HC 排放。

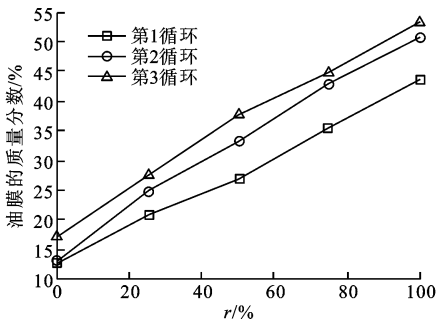


图 14 r 对附壁油膜量的影响

不同 r 下缸内当量比分布如图 15 所示。由图 15 可以看出,随着 r 的增大,缸内混合气浓度增大,但浓度不均匀,呈现分层状态,即火花塞附近混合气较浓,而排气门侧为高浓度区,因此适当调整 r 可以增加缸内当量比,使发动机迅速着火,因开阀喷射造

成的大量缸内附壁油膜的影响减小。

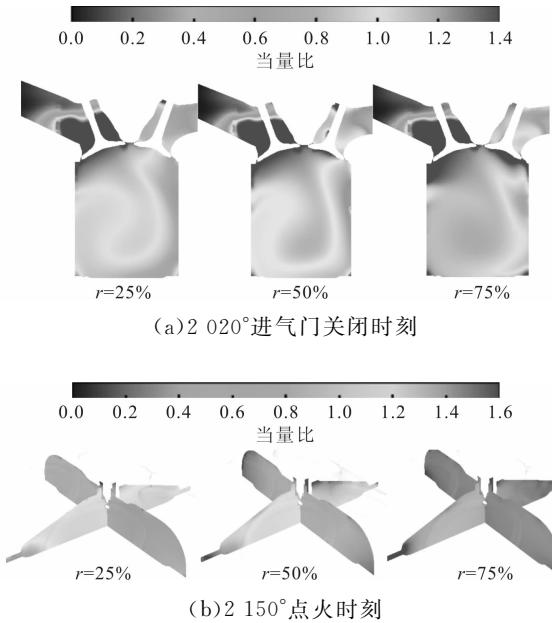


图 15 不同 r 下缸内当量比分布

3 结 论

(1)低温冷起动时,发动机很难在第 1 循环着火,需要多个循环喷油量的累积,随着喷油量的增加,缸内当量比线性增大,但受发动机结构限制,大量燃油堆积在进气阀背面,从而导致燃油效率和燃油蒸发率下降。

(2)CVI 时,过早喷油会使缸内当量比及燃油蒸发率下降,喷油位置在进气阀背面,该处燃油蒸发率大于进气道底面;OVI 时,缸内当量比较高,第 2 循环即可达到点火要求,但混合气不均匀,喷油位置在进气阀内侧时缸内附壁油膜最少,当量比最大。

(3)燃油温度提高,缸内当量比会迅速达到着火要求,但高温燃油对油膜蒸发不利,因此提高燃油温度的同时需减少喷油量,这样才能充分利用高温燃油的蒸发效果。

(4)2 次喷油对缸内混合气影响很大,相对于 CVI,2 次喷油会提高缸内当量比,使发动机在第 2 循环达到着火要求,但混合气不均匀。相对于 OVI,2 次喷油会减少缸内附壁油膜,降低排放。

参考文献:

[1] LANG K R, CHENG W K. Effect of properties on first cycle fuel delivery in a SI engine, SAE 2004-01-3057 [R]. Washington DC, USA: SAE, 2004.

(下转第 109 页)