

DOI: 10.7652/xjtuxb201311007

进气运动对汽油机瞬态冷起动 混合气形成影响的研究

孔彤^{1,2}, 韩志玉^{1,2}, 刘云^{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 CONVERGE 对进气道喷射汽油机冷起动阶段可燃混合气的形成进行了三维数值计算, 计算中采用多组分燃油模型研究了转速、气门升程、非对称气门升程、进气道导流板及进气正时对混合气形成的影响规律。结果表明: 冷起动阶段, 随着起动转速的提高, 缸内当量比有所下降, 缸内湍动能大幅度提高; 低气门升程时缸内会出现逆时针滚流, 滚流比降低; 非对称气门升程时缸内切向滚流比和涡流比大幅度提高; 进气道中加入导流板时缸内滚流比和湍动能提高, 闭阀喷射时缸内混合气更浓、混合更充分, 开阀喷射时缸内混合气更均匀, 由此避免了局部浓区出现; 推迟进气门的开启能明显增加混合气充量, 提高缸内当量比。

关键词: 汽油机; 冷起动; 混合气; 数值模拟

中图分类号: TK422 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)11-0035-08

Numerical Study on Effect of Air Flow on Combustible Mixture Formation in Gasoline Engine During Transient Cold Start

KONG Tong^{1,2}, HAN Zhiyu^{1,2}, LIU Yun^{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: The three-dimensional numerical simulation on the air-fuel mixing process under the cold start condition for a port fuel injection engine was performed by using the CONVERGE CFD software. A multi-component fuel model was adopted to study the effects of different design parameters on the air-fuel mixing process, including the engine speed, variable valve lift, asymmetric valve lift, inlet deflector, and intake valve timing. The results show that the air-fuel equivalence ratio decreases slightly and the turbulent kinetic energy (TKE) in the cylinder increases significantly with an increase in the engine speed in the cold start stage. A counterclockwise tumble appears in the cylinder and the tumble ratio decreases at low valve lift. Using asymmetric valve lift can increase the cross tumble ratio and swirl ratio greatly, and the inlet deflector will raise the tumble ratio and TKE. Slightly rich mixture can be formed by using closed-valve-injection, and the uniformity of the mixture is better by using open-valve-injection. The equivalence ratio can be increased by retarding the intake valve timing.

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

收稿日期: 2012-12-07。 作者简介: 孔彤(1988—), 男, 硕士生; 韩志玉(通信作者), 男, 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: 2013-09-23

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130923.1049.005.html>

内燃机缸内空气运动对混合气的形成和燃烧过程影响显著,因而影响着发动机的动力性、经济性、燃烧噪声和有害废气的排放^[1]。目前,日益严格的排放法规给内燃机的发展带来了很大的压力,提高三效催化转换器的转化效率是满足排放标准的可行技术。随着三效催化转换器快速起燃技术的发展,发动机前几个循环未燃 HC 的排放在整个排放中占据了很大比率^[2],因此这个阶段缸内混合气的形成对排放具有很重要的影响。

文献[3]研究了喷油参数对混合气形成的影响。进气流动也会影响缸内混合气的形成,而增强气流运动不仅会使缸内混合气分布均匀,还能保证发动机尽快着火,未燃 HC 排放下降。

本文通过多维数值模拟方法,采用多组分燃油模型,计算、分析了汽油机转速、气门升程、非对称气门升程、导流板以及进气正时对发动机在-7℃冷起动阶段的可燃混合气形成因素,以期为冷起动过程中降低未燃 HC 排放研究提供理论依据。

1 数值计算模型

1.1 发动机基本参数

利用软件为一台排量为 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,基本参数见表 1。

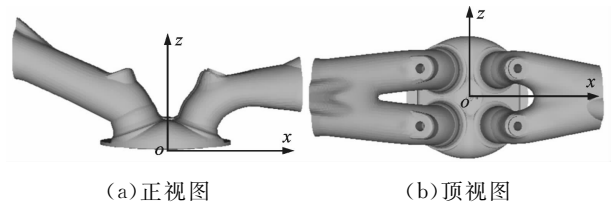


图 1 4G18 发动机三维模型

表 1 4G18 发动机基本参数

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(6 000 r·min ⁻¹)/kW	96
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,经历了液滴破碎、碰撞、聚合、撞壁、蒸发等复杂过程。计算中,湍流选用 Han RNG $k-\epsilon$ 模型^[4],传热选用 Han

& Reitz 模型^[5],喷雾破碎选用 TAB 模型^[6],粒子碰撞聚合采用 Schmidt 模型^[7],碰壁后油膜发展过程采用基于粒子的混合方法^[8]。为了解决冷起动过程中单组分燃油模型不能准确模拟实际燃油蒸发的问题,本文采用多组分燃油模型进行了模拟计算,具体组分的质量分数见表 2^[9],饱和蒸气压在 18.5℃下各组分理化性质见表 3。对于蒸发,采用多组分蒸发模型 DMC,并假设蒸发过程是准稳态的,模型中各组分单独蒸发,不考虑组分的运动方向,油滴中各组分均匀混合^[10]。

表 2 3 种组分的质量分数

质量分数/%		
正戊烷(C ₅ H ₁₂)	异辛烷(IC ₈ H ₁₈)	正癸烷(C ₁₀ H ₂₂)
22	58	20

表 3 3 种组分的主要理化性质

组分	相对分子质量	沸点/℃	临界温度/℃	临界压力/MPa	饱和蒸气压/kPa
正戊烷	72.15	36.1	196.60	3.37	53.32
异辛烷	114.23	125.6	296.00	2.49	1.33
正癸烷	142.28	174.0	344.55	2.11	0.13

2 模型验证及边界条件

2.1 模型验证

参见文献[11],本文采用 3 种组分的燃油模型进行冷起动计算,而 CONVERGE 软件中单油滴蒸发模型已在文献[3]中得以验证。

气道式喷射汽油机的燃料喷射到气阀和气道等壁面上将形成液态油膜,油膜经蒸发形成混合气。文献[3]验证了燃油碰壁及油膜运动模型,并以 60°、45°、30°碰撞角进行了喷雾碰壁的实验和数值研究,得出了在喷油开始后 12、25 ms 时,模型预测的壁面油膜形状与实验结果比较吻合,即随着碰撞角度的增加,油膜形状由椭圆形逐渐变为圆形,所以该模型可用于研究进气道喷射发动机混合气形成的因素。

2.2 边界条件

针对闭阀喷射、开阀喷射时冷起动前的 3 个循环分别进行了计算,具体喷油时刻的参数如下:进气初始温度为 266 K,进气歧管初始压力为 92 kPa,发动机转速为 200 r/min,每个缸循环喷油量为 229 mg,喷油压力为 300 kPa,喷油时刻为 360°、

-26°,喷射速率为 21 m/s,油滴初始索特直径为 140 μm ,燃油初始温度为 266 K,点火提前角为 10°。发动机缸壁及机体初始温度为 266 K,低温冷启动温度为 -7 °C,最大计算网格数为 20 万左右。

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°到 2 150°,包含了 3 个工作循环。

3 计算结果及分析

3.1 转速对混合气形成的影响

对于进气道喷射汽油机,喷油压力一般为定值,因此当改变发动机转速时,喷油持续期(曲轴转角)发生变化。发动机的喷油量、喷油持续期、转速三者之间的关系如图 2 所示。由图 2 可见,喷油量相同时,随着发动机转速的提高,喷油持续期延长。

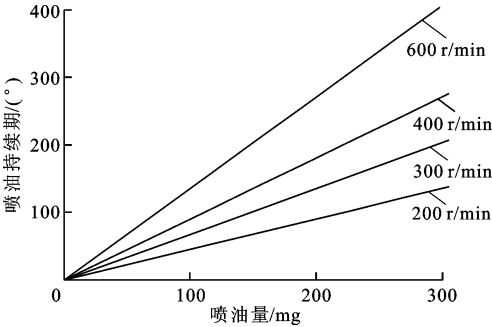


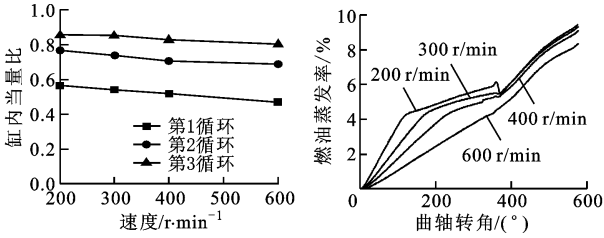
图 2 喷油量、喷油持续期、转速三者之间的关系

汽油机当量比一般在 0.9 左右时才能保证点火燃烧,而在冷启动阶段,混合气的浓度会更高一些。转速对缸内当量比、燃油蒸发率的影响如图 3 所示。由图 3 可见:对于闭阀喷射,缸内当量比随着转速的提高而小幅下降,原因是转速提高,喷油持续期延长,燃油蒸发的时间缩短;当转速为 200~400 r/min 时,上止点前转速越高,燃油蒸发率越低,上止点后气流运动占主导,最终燃油蒸发率变化不大;当转速为 600 r/min 时,在第 3 循环缸内当量比降到了 0.8 以下,该结果不利于点火燃烧。由图 3 还可见:对于开阀喷射,由于燃油在进气门开启时喷入缸内,所以转速越高,喷油持续期越长,由此阻碍了燃油进入缸内,导致缸内当量比线性下降。

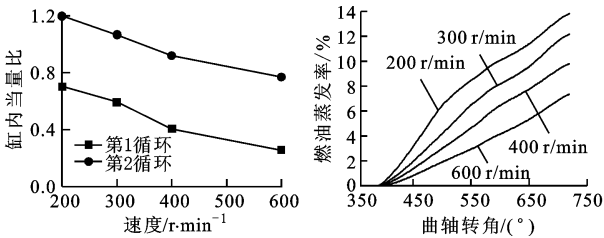
转速对缸内湍动能的影响如图 4 所示。由图 4 可见,在冷启动阶段转速低,所以缸内湍动能很小,转速每提高 100 r/min,湍动能将增大 1 倍左右。缸内湍动能越大,尤其在点火时刻,火焰面的传播速度越高,燃烧更加充分,HC 的排放就越少。

3.2 气门升程对可燃混合气形成的影响

气门升程对缸内气流运动的影响如图 5 所示。



(a) 闭阀喷射下缸内当量比 (b) 闭阀喷射下燃油蒸发率



(c) 开阀喷射下缸内当量比 (d) 开阀喷射下燃油蒸发率

图 3 转速对缸内当量比、燃油蒸发率的影响

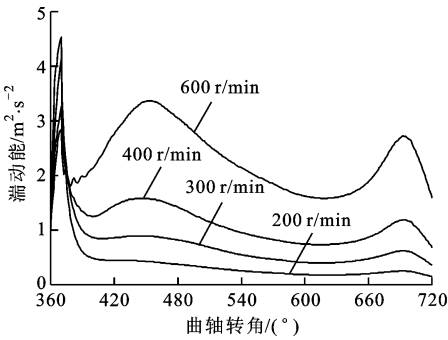


图 4 转速对缸内湍动能的影响

由图 5 可见,气门升程对缸内涡流比和切向滚流比基本无影响,原机缸内滚流比平均值为 1.0,随着气门升程的降低,缸内滚流比逐渐减小,原机滚流比在低气门升程(2 mm)下为负值,平均值在 0.5 左右,即缸内出现逆时针滚流。原因是低气门升程下,由于沿气门下侧进入缸内的气流量大于沿气门上侧进入的气流量,所以产生逆时针流动。在进气阶段,缸内湍动能随着气门升程的降低而增大,经过计算,低气门升程下气门间隙处会产生高速进气射流,从而导致缸内湍流运动加剧,而高湍动能意味着湍动能耗散率较高,最终使得缸内湍动能无明显变化。

气门升程对缸内当量比的影响如图 6 所示。由图 6 可见,对于闭阀喷射,低气门升程(2.0、4.0 mm)时缸内当量比比原机(9.4 mm)略高,在第 2 循环缸内当量比可达到 0.8 以上。原因是低气门升程使得气门间隙处气流速度更高,燃油蒸发加剧,从而导致缸内当量比提高。由图 6 还可见,对于开阀喷射,进气门升程在 4.0 mm 时缸内当量比最高,气门升程

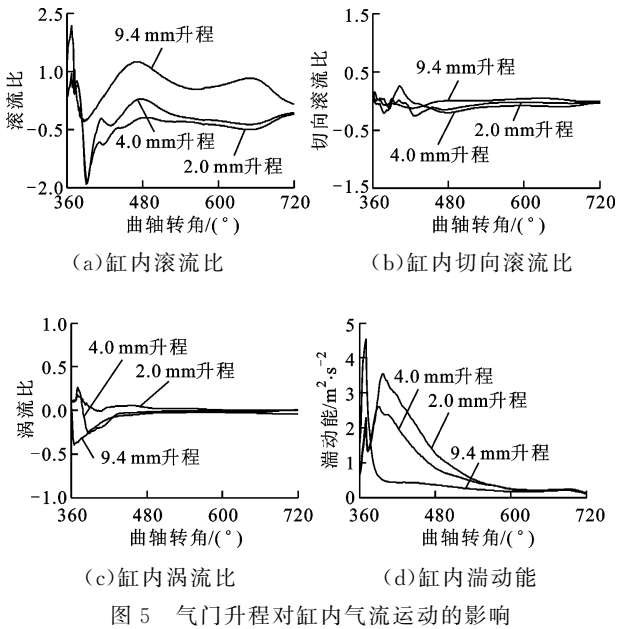


图 5 气门升程对缸内气流运动的影响

在 2.0 mm 时缸内当量比与原机(9.4 mm)基本相同。原因是开阀喷射时,燃油直接喷入气缸,过小的气门升程会阻碍燃油进入气缸,而气门间隙处进气射流速度较高,缸内湍动能较大,使得气门背部及缸内的燃油蒸发加剧。

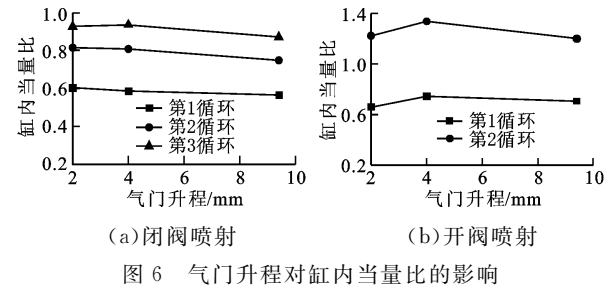


图 6 气门升程对缸内当量比的影响

不同的气门升程下缸内当量比分布如图 7、图 8 所示。由图 7 可见,对于闭阀喷射,相比于原机的低进气门升程,缸内混合气整体较浓,2.0 mm 气门升程相比 4.0 mm 时缸内混合气更加均匀,点火时刻的低进气门升程下缸内混合气整体较浓,比较适合稳定点火燃烧。

由图 8 可见,对于开阀喷射,原机在排气门侧有局部浓区,不利于 HC 排放,而低气门升程在排气门侧基本无浓区。点火时刻原机排气门侧的浓区依然存在,而 4.0 mm 气门升程在排气门侧仍无浓区,缸内混合气整体不均匀,2.0 mm 气门升程时缸内混合气最为均匀。由于开阀喷射的燃料是直接喷入气缸的,因此缸内附壁油膜量对 HC 排放的影响很大。由计算可知,气门升程分别为 9.4、4.0、2.0 mm 时,第 1 循环缸内附壁油膜率分别为 49.5%、39.8%、

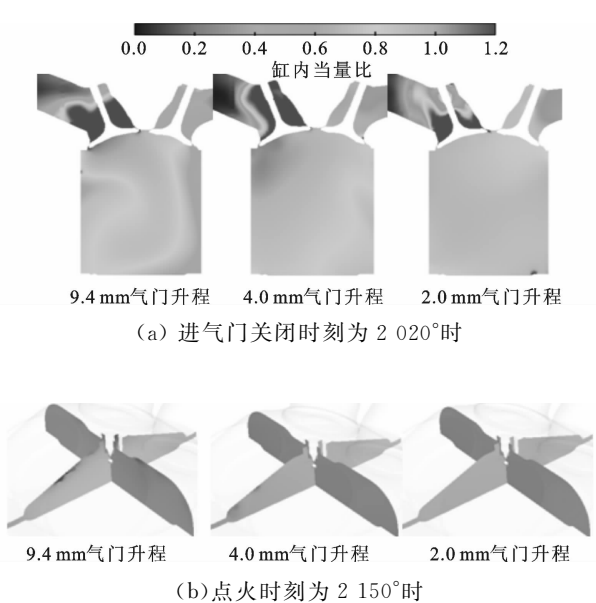


图 7 闭阀喷射下不同气门升程时缸内当量比分布

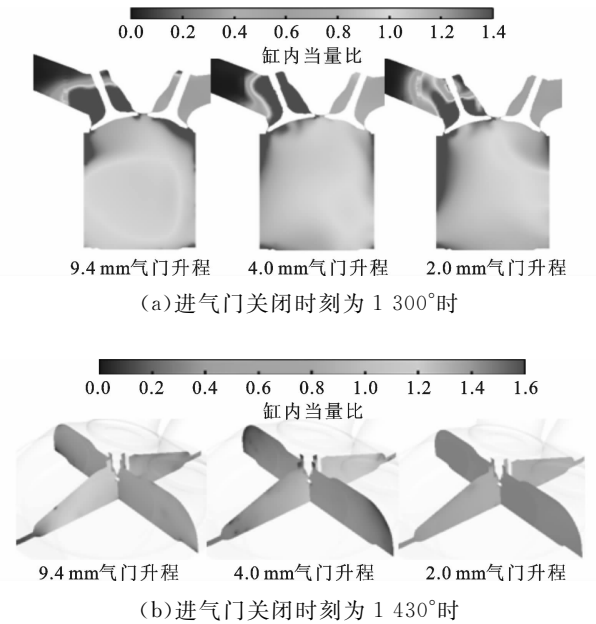


图 8 开阀喷射下不同气门升程时缸内当量比分布

33.5%,随着气门升程的降低,缸内附壁油膜减少。

3.3 非对称气门升程对可燃混合气形成的影响

发动机低速时气流流动设计采用非对称进气门升程,设计的方案如表 4 所示,其中单气道方案中 2 个气门在多循环中交替开启。

表 4 非对称气门升程方案

参数	原机	非对称气门	单气道
进气门 1 升程/mm	9.4	9.4	9.4
进气门 2 升程/mm	9.4	4.5	0.0

不同方案下曲轴转角为 470° 时缸内气流速度

矢量图如图 9 所示。由图 9 可见:改变一个进气门升程,缸内 3 个不同截面的气流均发生变化,原机只在滚流面($y=0$)存在滚流;相对于原机,非对称气门升程和单气道方案在 3 个截面的气流运动均有所加强,在切向滚流面($x=0$)和涡流面($z=-10$)出现了明显的滚流和涡流,尤其是单气道方案,气门处流速大大提高,这有益于气门背部的油膜蒸发。

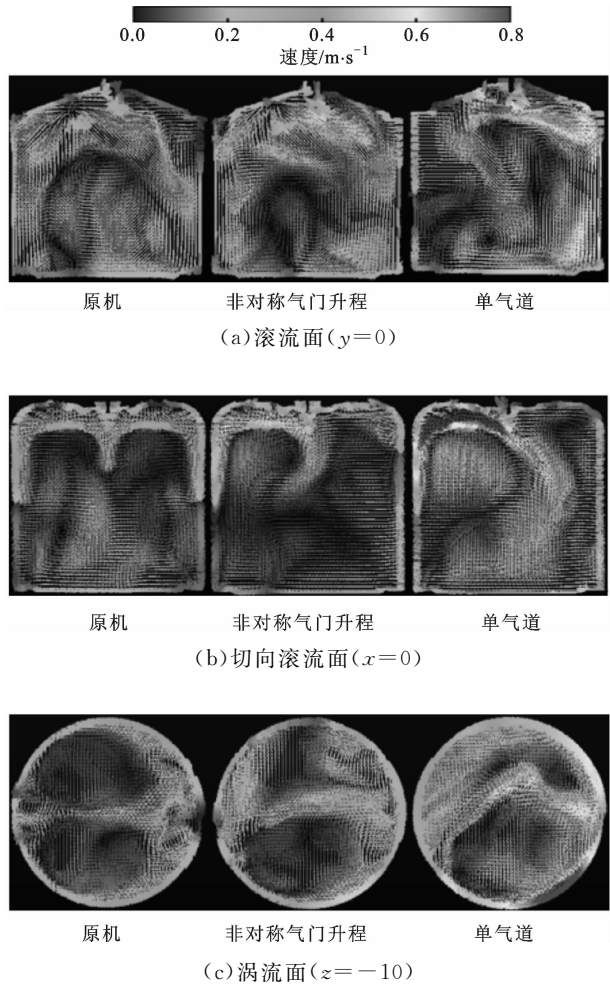


图 9 不同方案下曲轴转角为 470°时缸内气流速度矢量图

不同方案对缸内气流运动的影响如图 10 所示。由图 10 可见:相对于原机,非对称气门升程、单气道方案的气流流速有所提高,非对称气门升程的滚流比比原机有小幅提升,单气道方案滚流比在进气门开启前有较大提升,最高可达 2.3,进气门关闭后有所降低;非对称气门升程及单气道在进气门开启时,切向滚流比有较大提高,最高可达 2.0,而原机的切向滚流比几乎为 0;原机的涡流比几乎为 0,而非对称气门升程的可达 1.0,单气道方案高达 2.5;非对称气门升程、单气道方案的湍动能比原机有所提高,单气道方案的提升幅度最大。

不同方案对缸内当量比的影响如图 11 所示。

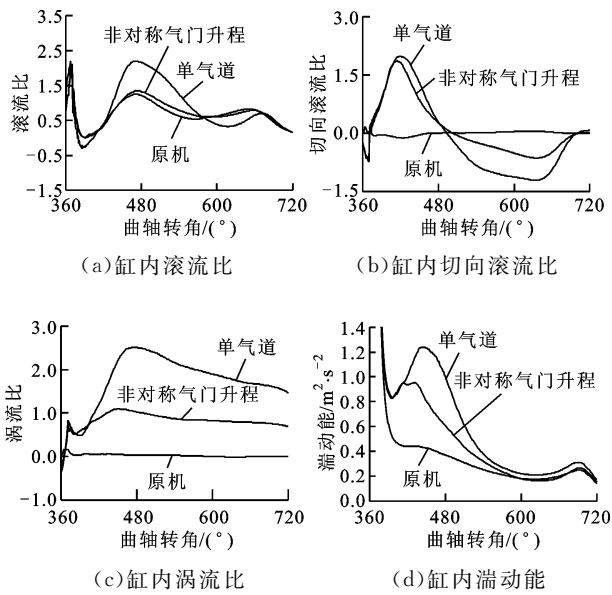


图 10 不同方案对缸内气流运动的影响

由图 11 可见:非对称气门的缸内当量比与原机的相差不大,原因是闭阀喷射时,非对称方案在气门间隙处气流运动剧烈,气阀背部油膜蒸发加剧,所以当量比高于原机;单气道方案下仅有一个进气道工作,进气门背部油膜的蒸发减弱,导致燃油蒸发量减少,当量比降低,而闭阀喷射时当量比降到 0.8 以下,开阀喷射时第 2 循环当量比已达到 0.9,属于稳定着火范围。

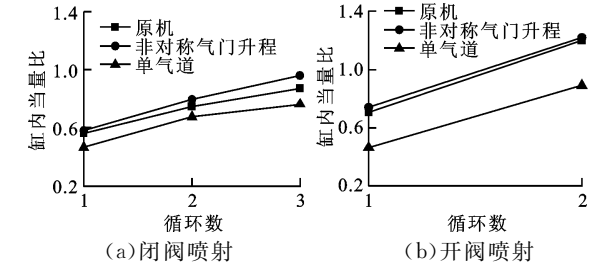
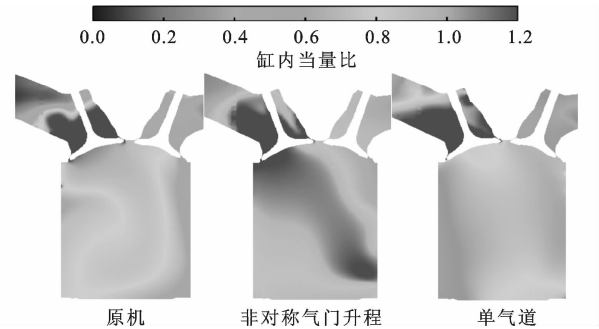


图 11 不同方案对缸内当量比的影响

3 种方案下缸内当量比分布如图 12、13 所示。由图 12 可见,对于闭阀喷射,当进气门关闭时,缸内混合气无局部浓区,非对称气门升程下缸内混合气较浓,单气道下缸内混合气较稀。点火时刻,非对称气门升程下火花塞附近的混合气较浓,适宜稳定点火。

由图 13 可见,对于开阀喷射,当进气门关闭时,原机和非对称气门升程下缸内存在局部浓区,且在排气门侧,非对称气门升程下的局部浓区比原机的小,混合气分布比较均匀,单气道下缸内混合气较稀且分布均匀。点火时刻,原机在排气门侧依然存在浓区,不利于排放,非对称气门升程下缸内混合气比

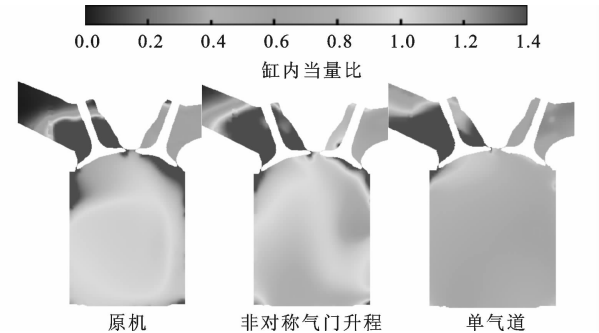


(a) 进气门关闭时刻为 2 020°时

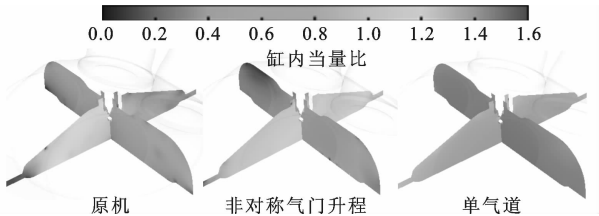


(b) 点火时刻为 150°时

图 12 闭阀喷射下不同方案缸内当量比分布



(a) 进气门关闭时刻为 1 300°时



(b) 点火时刻为 430°时

图 13 开阀喷射下不同方案缸内当量比分布

较均匀,局部浓区不在排气门侧,单气道下混合气较稀,但已达到着火范围,缸内附壁油膜比率为 27.3%,低于非对称气门升程的 35.8% 和原机的 49.5%。

3.4 导流板对可燃混合气形成的影响

进气道底部加入 45°、90°半圆形导流板后对气流及混合气形成的影响如图 14、图 15 所示。

由图 15 可见:曲轴转角为 470°时,加入导流板后,缸内滚流面($y=0$)处气流运动加剧,随着导流

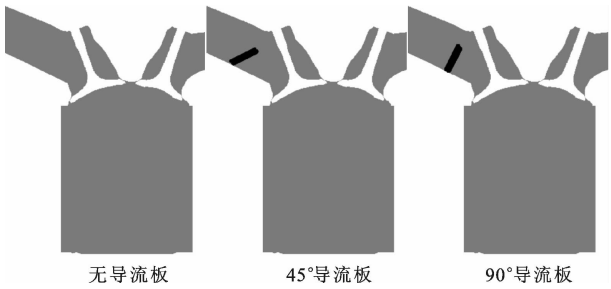
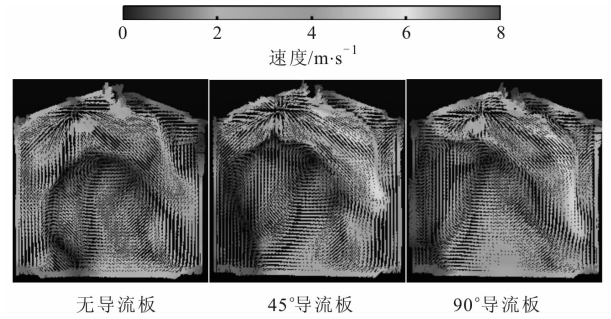
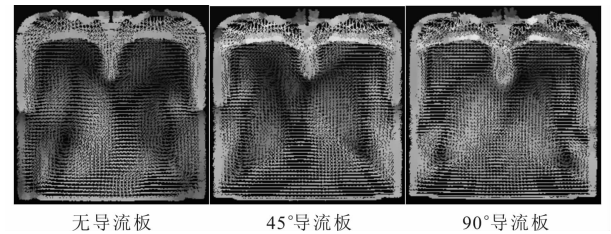


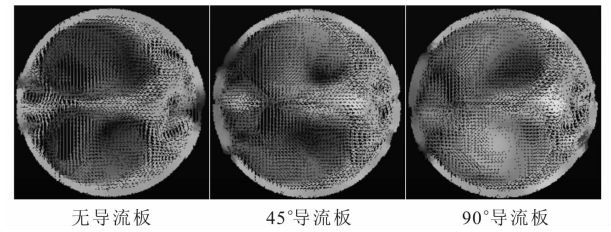
图 14 进气道不同角度导流板示意



(a) 滚流面($y=0$)



(b) 切向滚流面($x=0$)



(c) 涡流面($z=-10$)

图 15 不同角度导流板下曲轴转角为 470°时缸内气流速度矢量图

板角度的加大而增强,形成了明显的滚流;90°导流板时滚流最为明显,切向滚流面($x=0$)和涡流面($z=-10$)处气流运动虽然有所增强,但未形成明显滚流和涡流。不同角度导流板对缸内气流流动的影响如图 16 所示。由图 16 可见,导流板对滚流比的影响较大,对切向滚流比和涡流比的影响不大,随着导流板与气道轴线夹角的增大,滚流增大。无导流板和 45°、90°导流板下滚流比最高分别达到 1.3、2.4、

3. 2,相应的湍动能有所提高,点火时刻有导流板时湍动能较无导流板分别提高了 75%和 123%。

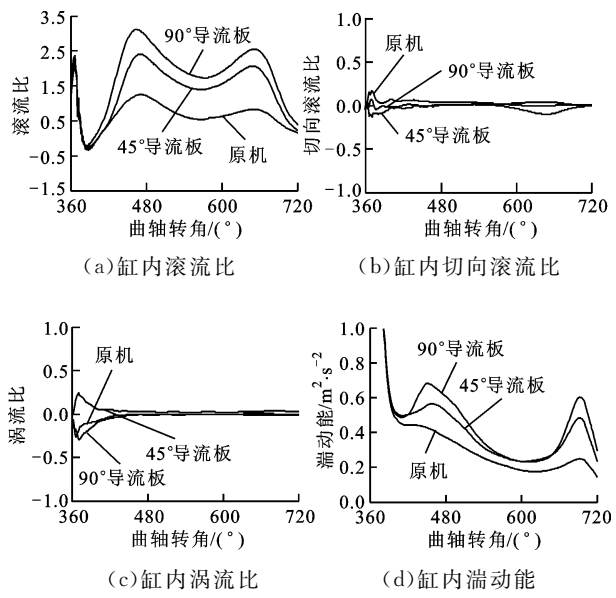


图 16 不同角度导流板对缸内气流流动的影响

不同角度导流板对缸内当量比的影响如图 17 所示。由图 17 可见,加入导流板后,缸内当量比发生了变化,由于导流板位于进气道内,气门处的流速加快,使得燃油蒸发率略有上升,缸内当量比小幅提高,但在多个循环内相差不大。

不同角度导流板时缸内当量比分布如图 18、图 19 所示。由图 18 可见,在闭阀喷射下,加入导流板后气门处流速加快,进气门背部油膜蒸发加剧,缸内混合气浓度提高,滚流增强,混合气分布更加均匀。点火时刻缸内混合气整体较浓,更适于点火。

由图 19 可见:在开阀喷射下,加入导流板后缸内局部混合气浓区明显减小,而原机在进、排气门侧存在较大的浓区;当加入 45°导流板时浓区有所减小,当加入 90°导流板时进气门侧已无浓区,排气门侧浓区大大减小。在点火时刻,原机与加入 45°导流板在排气门侧均出现浓区,加入 90°导流板后缸内混合气均匀且无局部浓区,而导流板对缸内附壁油膜基本无影响。

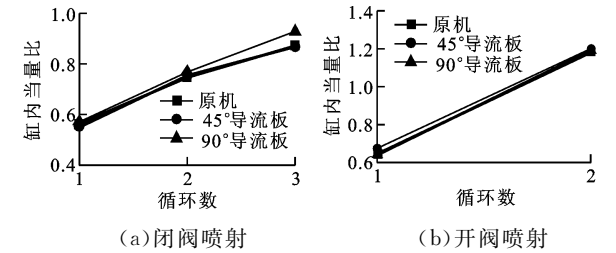


图 17 不同角度导流板对缸内当量比的影响

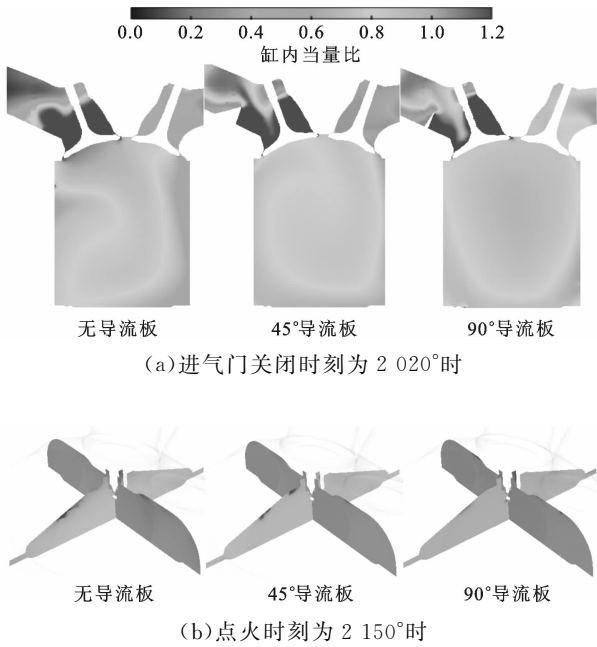


图 18 闭阀喷射下不同角度导流板时缸内当量比分布

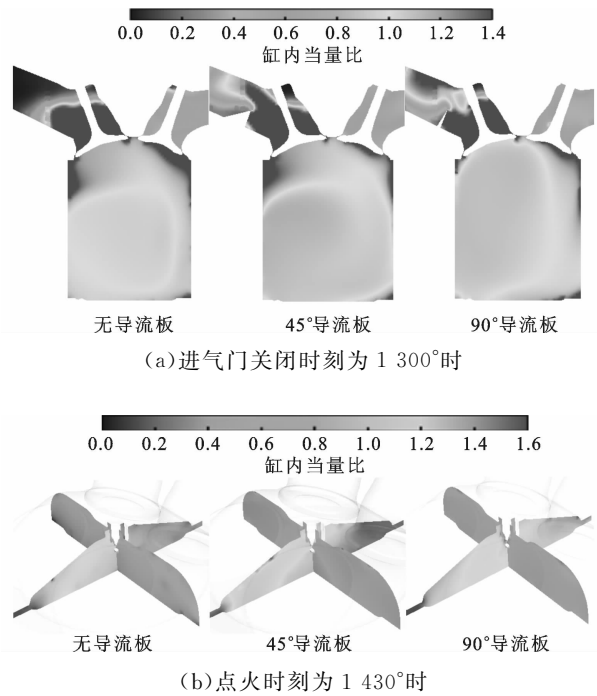


图 19 开阀喷射下不同角度导流板时缸内当量比分布

3.5 进气正时对可燃混合气形成的影响

原机进气门于上止点前 10°开启,取进气相位较原机分别提前 5°、15°及滞后 5°、15°来研究进气正时对汽油机缸内混合气形成的影响,结果如图 20、图 21 所示。

由图 20 可见,进气相位提前会导致缸内当量比下降,进气相位滞后会使缸内当量比提高,滞后角度越大,当量比提升越缓慢。这是推迟进气门开启时

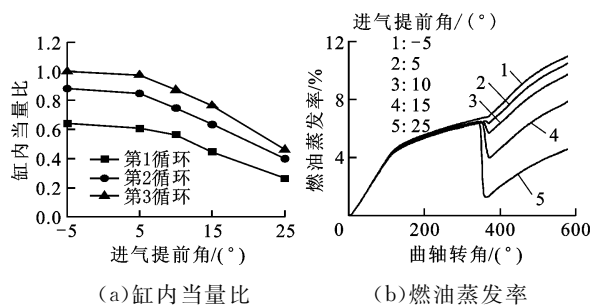


图20 进气正时对缸内当量比、燃油蒸发率的影响

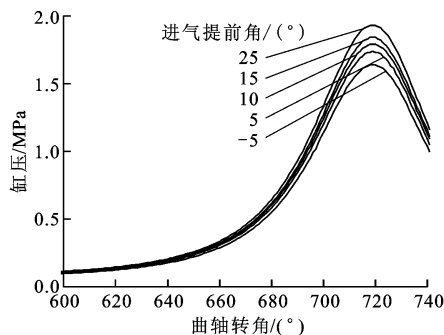


图21 进气正时对缸内压力的影响

刻,即进气门在进气行程中开启时,活塞已接近上止点或开始下移,使得缸内出现真空度的缘故。缸内压力随着进气提前角的减小逐渐降低,即缸内真空度升高,尤其是在上止点后,当进气门开启时,混合气快速进入气缸,高速气流进一步促进燃油的蒸发。当进气门开启时刻为 -5° 时,燃油蒸发率最高,提前进气门开启时刻,由于缸内压力过大而使得进气道内混合气向外排出,这也是导致燃油蒸发率急剧下降的原因。因此,在冷启动的前几个循环中应适当推迟进气门开启时刻,以增加混合气的充量。

4 结 论

(1)发动机启动转速提高会使得冷启动阶段缸内当量比下降,低于400 r/min时对闭阀喷射影响不明显,对开阀喷射影响较大,但高转速会明显提高缸内湍动能,更适于点火燃烧。

(2)低气门升程(2 mm)会使缸内逆时针滚流出现,气门间隙处流速更大,闭阀喷射时缸内混合气浓度更大,而开阀喷射时缸内混合气分布更加均匀。

(3)采用非对称气门升程能大幅度提高缸内切向滚流比和涡流比,使缸内混合气更加均匀,局部浓区减小。

(4)进气道加入导流板会提高缸内滚流比和湍动能,使得缸内混合气分布更加均匀。

(5)推迟进气门开启能明显提高混合气的质量,

提高缸内当量比。

(6)采用CFD方法可以准确分析发动机冷启动阶段混合气形成的特点,为发动机降低排放提供理论依据。

参考文献:

- [1] 周龙保. 内燃机学 [M]. 2版. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [2] 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.
- [3] 孔彤, 韩志玉, 陈征, 等. 喷油参数对汽油机冷启动可燃混合气形成影响的数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(5): 31-37.
- [4] KONG Tong, HAN Zhiyu, CHEN Zheng, et al. Numerical study on effect of injection parameters on combustible mixture formation of gasoline engine during cold start [J]. Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(5): 31-37.
- [5] HAN Z, REITZ R D. Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG $\kappa\epsilon$ models [J]. Combustion Science and Technology, 1995, 106: 267-295.
- [6] HAN Z, REITZ R D. A temperature wall function formulation for variable density turbulence flow with application to engine convective heat transfer modeling [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(3): 613-625.
- [7] DUKOWICZ J K. Quasi-steady droplet change in the presence of convection, LA7997-MS [R]. Los Alamos, USA: Scientific Laboratory of California, 1979.
- [8] SCHMIDT D P, RUTLAND C J. A new droplet collision algorithm [J]. Journal of Computational Physics, 2000, 164(1): 62.
- [9] RICHARDS K J, SENECA P K, POMRANING E. CONVERGE Version 1.3 [M]. Middleton, WI, USA: Convergent Science Inc., 2008.
- [10] XU Zheng, YI Jianwen. Modeling the cold start of Ford 3.5L V6 EcoBoost engine, SAE 2009-01-1493 [R]. Washington DC, USA: SAE, 2009.
- [11] RA Y C, REITZ R D. A vaporization model for discrete multi-component fuel sprays [J]. International Journal of Multiphase Flow, 2009, 35: 101-117.
- [12] LIPPERT A M, RETIZ R D. Modeling of multicomponent fuels using continuous distributions with application to droplet evaporation and sprays, SAE 972282 [R]. Washington DC, USA: SAE, 1997.

(编辑 苗凌)