

GDI 汽油机复合供油系统参数优化的数值模拟

李明, 刘德新

(天津大学 内燃机燃烧学国家重点实验室, 300072 天津, lmtju@163.com)

摘要: 为促进直喷式汽油机冷启动工况下缸内均匀混合气的形成, 提出一种应用于直喷式汽油机的新式供油系统——复合供油系统. 采用三维数值模拟方法, 探讨其低压供油部分喷油器位置的优化设计, 分析复合供油系统对直喷式汽油机冷启动工况下缸内油气混合状态的影响. 结果表明, 选择适当的低压喷油器位置对进气歧管内油气混合过程以及进气冲程中进入缸内的混合气浓度影响很大, 复合供油系统能够改善冷启动工况下缸内空燃比分布, 促进缸内油气充分混合, 降低 HC 排放.

关键词: 汽油机; 缸内直喷; 复合供油系统; 低压喷油器

中图分类号: TK413.8

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2011)01-0139-06

Numerical simulation of parameter optimization of compound fuel supply system for gasoline direct injection engine

LI Ming, LIU De-xin

(State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, 300072 Tianjin, China, lmtju@163.com)

Abstract: To improve the mixing of homogenous air-fuel in cylinder, a new fuel supply system for gasoline direct injection engine, compound fuel supply system was presented. With the three-dimensional numerical simulation method, the optimum design of low-pressure fuel injector position was investigated, and the influence of compound fuel supply system on the air-fuel mixture formation in cylinder under the cold-start condition of GDI engine was analyzed. The results showed that the air-fuel mixing process in intake manifolds and the concentration of mixture entered into the cylinder during the intake stroke were greatly influenced by the low-pressure fuel injector position. The compound fuel supply system can improve the mixing of air-fuel and the distribution of air-fuel ratio in cylinder under the cold-start condition, and reduce the HC emission.

Key words: gasoline engine; direct injection; compound fuel supply system; low-pressure fuel injector

缸内直喷式汽油机(Gasoline Direct Injection, GDI)能将汽油机和柴油机的优点有机地结合起来, 有效提高充量系数, 抑制爆震, 提高压缩比, 改善发动机性能^[1-3]. 在 GDI 燃烧系统中, 中低负荷时采用分层燃烧, 高负荷时采用化学计量比均质预混合燃烧, 在全部负荷范围内实现较好的动力性、经济性和排放性能^[4-5]. 但是, 缸内直喷式汽油机的设计和开发技术难度很大, 尤其是冷启动工况下, 由于缸内喷油器的供油是由凸轮轴驱动的高压泵供给, 启动时很难达到设定喷油压力,

造成较多 HC 排放的问题, 这一问题一直困扰着众多 GDI 发动机研发人员^[6-7].

本文针对 4G15-GDI 汽油机, 采用三维数值模拟方法研究一种新式的供油系统——复合供油系统, 重点探讨了其低压供油部分喷油器安装位置的优化设计, 揭示了复合供油系统改善直喷式汽油机缸内油气混合状态进而改善 GDI 汽油机冷启动工况排放问题的特点.

1 复合供油系统的介绍

GDI 发动机的一个常见问题是冷启动排放问题, 启动时不能立即建立起很高的喷油压力, 从而容易生成较多的 HC 排放物. 为了解决这些问题,

收稿日期: 2008-12-16.

基金项目: 国家高技术研究发展计划资助项目(2006AA110108).

作者简介: 李明(1982—), 男, 博士研究生.

本文中 4G15 - GDI 汽油机采用复合供油系统.

图 1 所示为复合供油系统构造,采用高压共轨为缸内直喷喷油器供油,低压系统为装于进气歧管稳压腔上的喷油器提供低压供油.缸内喷油器的供油是由凸轮轴驱动的高压泵供给,启动时很难达到设定喷油压力,因此,在高压喷油器达到设定压力之前,由低压喷油器辅助提供启动燃油,此喷油器将油束喷入进气歧管稳压腔内,经过充分混合,随气流运行进入气缸内,改善缸内的油气混合状态,从而解决 GDI 发动机冷启动问题.

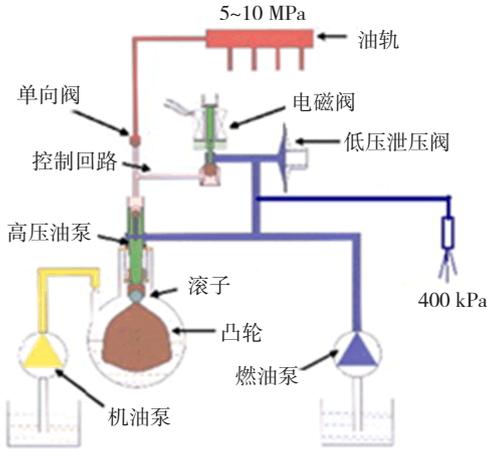


图 1 复合供油系统构造

2 复合供油系统低压喷油器位置优化的实验方案

4G15 - GDI 汽油机需要在进气歧管的稳压腔上安装一个低压喷油器作为复合供油系统的一部分,本文研究不同喷油器安装位置的优化设计问题,分析其对管内混合气形成以及混合气进入缸内情况的影响,从而保证喷油器喷出油束能够与入口进气充分作用形成混合气,并随之在进气行程全部进入气缸.4G15 - GDI 汽油机进气歧管稳压腔体积为 1.93 L,考虑到喷油器及其油轨的本身尺寸,尽量避免与整机在空间布置上发生干涉,特选取 3 个代表性的位置安装喷油器,考查喷油器位置对歧管内混合气的影响.

1) 1#喷油器位置如图 2(a)所示,位于稳压腔支架下部靠近一管处,安装方向为其轴线方向垂直于进气歧管进气方向.

2) 2#喷油器位置如图 2(b)所示,位于稳压腔入口过渡段,安装方向为其轴线方向与进气歧管进气方向成 30°锐角.

3) 3#喷油器位置如图 2(c)所示,位于稳压腔底部靠近四管处,安装方向为其轴线方向与进气歧管进气方向相反,即成 180°角.

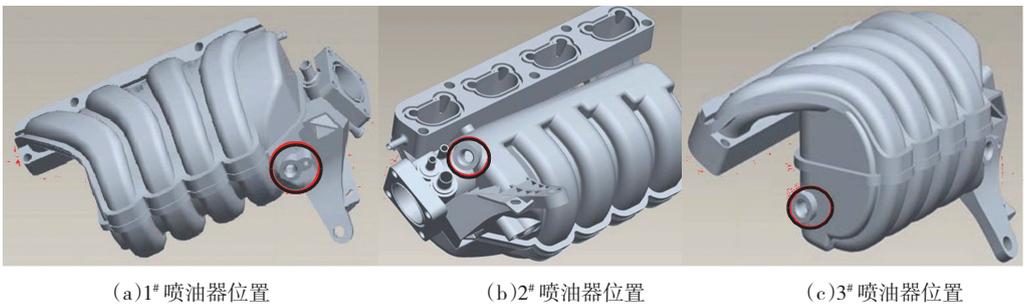


图 2 低压喷油器安装位置示意图

3 网格的建立及计算方法

3.1 网格生成

本文使用 AVL 公司的三维流体动力学模拟软件 FIRE 建立 4G15 - GDI 发动机进气歧管网格

模型,包括节气门、过渡段、稳压腔和进气支管.将三维 CAD 几何模型输入 AVL - FIRE 确定几何边界,应用 FAME 技术生成六面体网格,最终建立的模型网格数为 55.38×10^4 ,其中六面体网格数在 95% 以上,如图 3、4 所示.

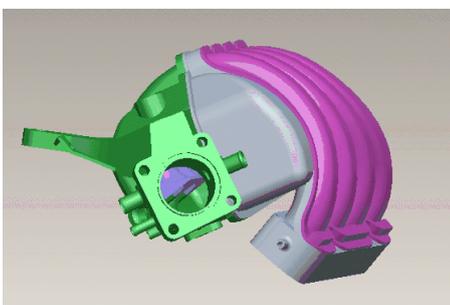


图 3 进气歧管 CAD 三维模型

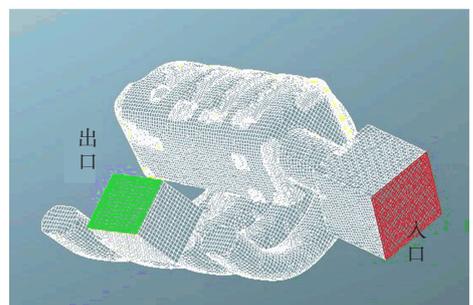


图 4 计算域的网格结构图

3.2 数学模型

计算湍流模型为 $k-\varepsilon$ 双方程模型,采用拉格朗日-欧拉法(ALC)对流体控制方程进行迭代求解,动量守恒方程、连续性方程、湍流方程采用的差分格式为中心差分格式,能量方程采用上分法.燃油喷雾模型是建立在离散液滴模型(DDM)之上的,对汽油机缸内喷射来说,起主要作用的不是破碎过程,而是蒸发过程,因而没有使用破碎模型,直接给出了液滴的粒径分布,粒径分布为 Rosin-Rammler 分布^[8].在 GDI 发动机中,目前常用的是高压旋流式喷油器^[9],本文采用中空锥形油束模拟这种喷雾.计算环境为 Red Hat 8.0 Linux 操作系统,每个算例平均计算 22 h 结束并收敛.

3.3 边界条件

1) 本文主要研究发动机冷启动工况下的混合气形成,根据发动机实际启动情况选取发动机转速为 300 r/min 工况.壁面边界采用定温条件,即 266.15 K,应用湍流壁面函数对边界层进行处理.由于初始时刻各流体计算区域内的混合气不考虑燃油蒸气的成分,所以均视为空气组分的三维可压缩黏性流动.

2) 计算模拟发动机进气行程即 $360^\circ \sim 540^\circ$ 曲轴转角的进气歧管流场情况.入口与出口采用压力边界条件,入口压力值取大气压 101 kPa,图 5 为采用一维发动机工作过程模拟软件 BOOST 计算的进气歧管出口压力曲线图,将其作为计算域出口的压力边界条件.

3) 选取缸内高压喷油器的喷油压力为 6.31 MPa,喷油量为 35.2 mg,喷油时刻为 $555^\circ \sim 565^\circ$ 曲轴转角,稳压腔内复合供油系统低压喷油量为 8.8 mg,喷油时刻为进气行程初期的 $360^\circ \sim 380^\circ$ 曲轴转角.

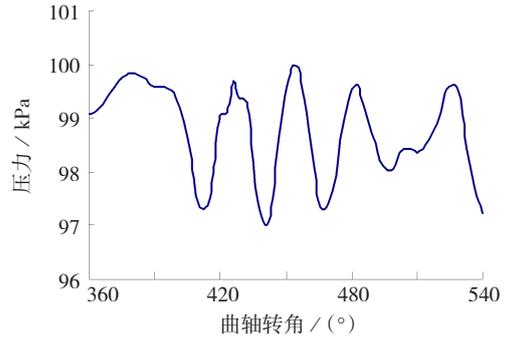


图5 进气歧管出口压力曲线图

4 复合供油系统低压喷油器位置优化过程及分析

分别考察 3 个喷油器安装位置下进气歧管内混合气的形成过程,比较不同喷油器位置对歧管内混合气形成状态的影响.进气歧管几何尺寸较大,因此其 CFD 计算模型网格数量很大,如果对每个喷油器位置下 4 个歧管支管的混合气形成都进行数值模拟,计算时间过长,故只分析各喷油器安装位置下一管和四管 2 个极端情况的混合气形成过程.

通过表 1 和图 6 对 3 个不同喷油器位置下进气歧管内混合气形成过程的模拟分析可以看出,1[#]和 3[#]喷油器位置下,歧管一管与四管之间混合气进入气道的时刻差异过大,无法满足各缸均匀性的要求.1[#]喷油器位置下的四管和 3[#]喷油器位置下的一管在进气行程结束时,稳压腔和支管内依然存在一定量的燃油,而在此后的压缩行程,缸内压力上升,管内的残余燃油很难再进入到气缸内,导致管内积油.3[#]喷油器位置下管内混合气形成效果最好,能够在进气行程结束前,完成管内油滴全部进入到气缸内的过程,而且一管与四管内混合气进入气缸时刻相差不大,可以通过调整喷油时刻减小差异.

表 1 混合气形成过程时刻对比

(°)

实验方案	曲轴转角				
	液相(油滴)与气相互相互作用阶段	油滴开始进入支管时刻	油滴开始离开支管末端时刻	80%油滴离开支管末端阶段	油滴完全离开进气歧管时刻
1 [#] 喷油器一管	360 ~ 400	415	430	430 ~ 490	520
1 [#] 喷油器四管	360 ~ 410	450	490	绝大部分液滴分散在稳压腔内,无法通过支管离开.	
2 [#] 喷油器一管	360 ~ 380	390	410	410 ~ 440	450
2 [#] 喷油器四管	360 ~ 400	415	440	440 ~ 480	490
3 [#] 喷油器一管	360 ~ 480	490	520	绝大部分液滴分散在稳压腔内,无法通过支管离开.	
3 [#] 喷油器四管	360 ~ 380	390	410	410 ~ 450	460

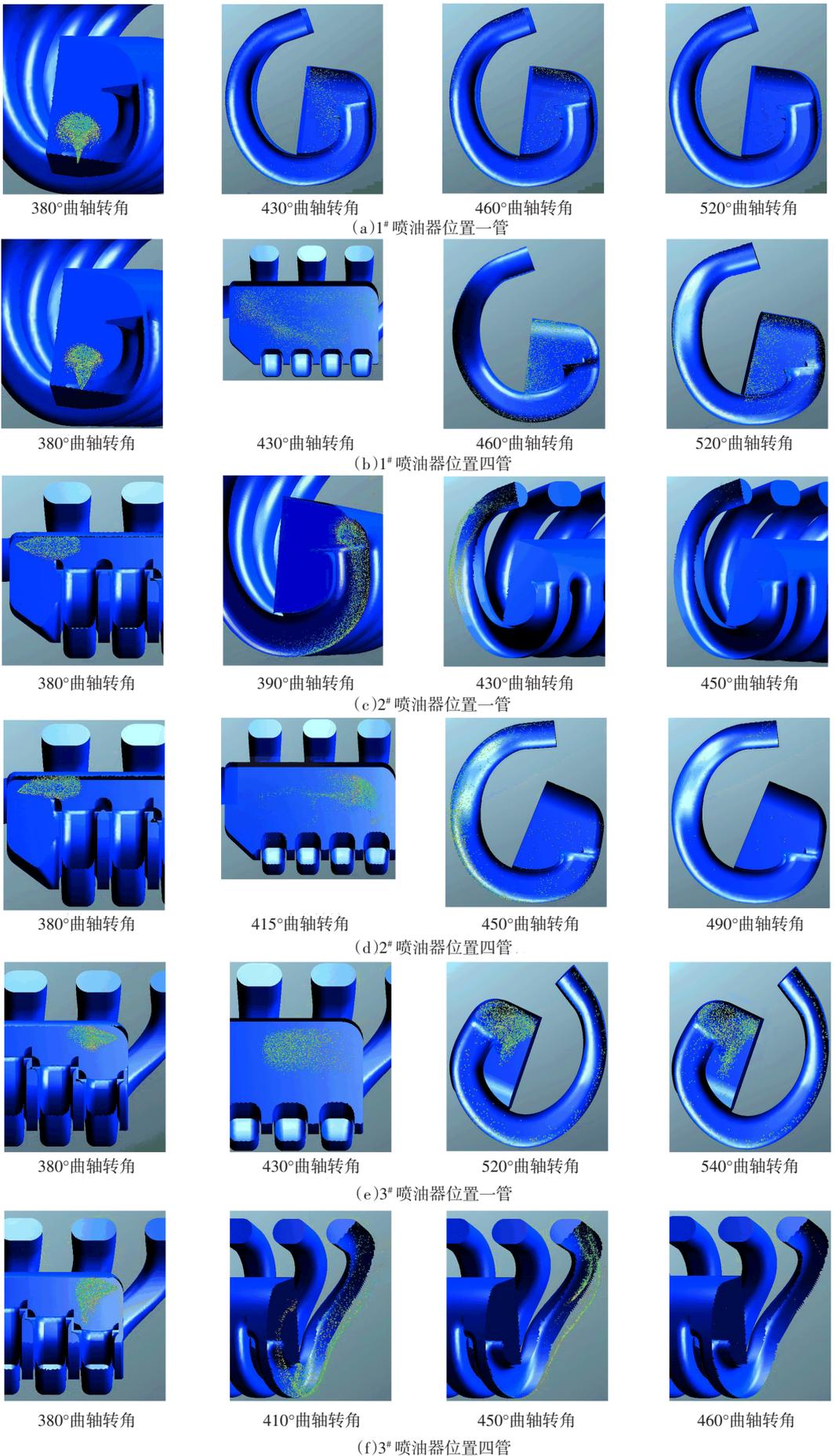
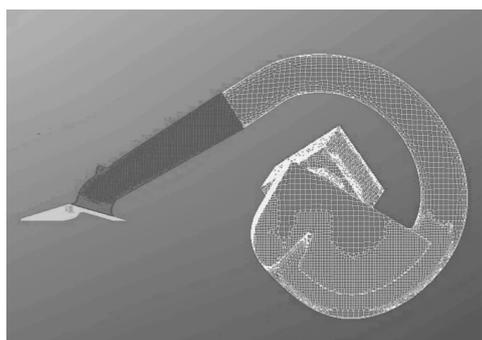


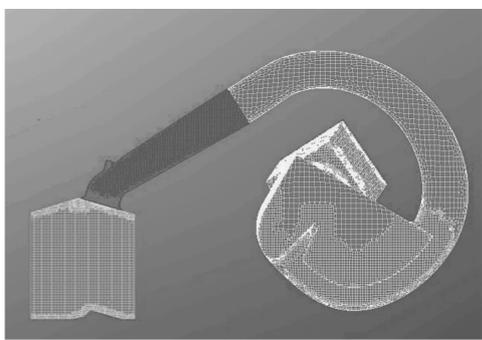
图 6 不同喷油器位置下的进气歧管内混合气形成过程

5 缸内混合气形成模拟与台架排放实验验证

油气混合过程是汽油机工作过程的重要环节之一,油气混合质量直接关系到燃烧品质,同时也对汽油机的动力性、燃油经济性和排放性能产生直接的影响.直喷式汽油机的油气混合过程中液相燃油以及燃油蒸汽在缸内的分布状况十分重要,点火前缸内混合气的空燃比分布形式直接影响到火焰的传播方式和燃烧效率.为了分析与验证前文确定的复合供油系统低压喷油位置参数对缸内油气混合状态的影响,在已经建好的进气歧管网格基础上,在一管出口端增加连接进气道和气缸的模型,应用 Fame Engine Plus 技术,生成 CFD 计算用动网格,如图 7 所示.气缸沿气门中心线对称,故选取燃烧室模型的 1/2 作为研究对象进行网格划分,既节省计算时间又保证了计算精度.计算的边界条件沿用前文的冷启动工况,分别模拟从进气行程开始至压缩行程结束,即 $360^{\circ} \sim 720^{\circ}$ 曲轴转角发动机有无安装复合供油系统 2 种情况下的缸内混合气形成过程.



(a) 370° 曲轴转角

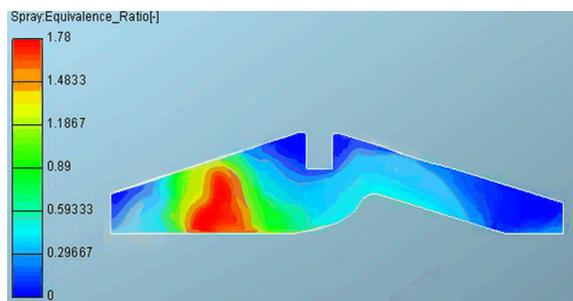


(b) 540° 曲轴转角

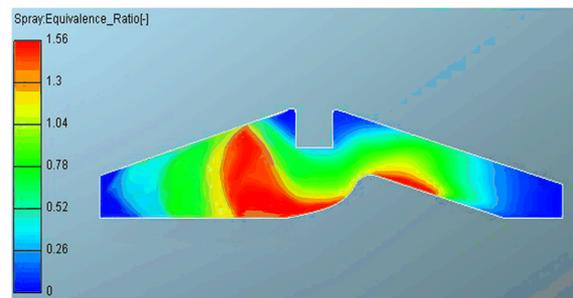
图 7 复合供油系统模拟计算网格图

图 8(a) 为未安装复合供油系统的 4G15 - GDI 汽油机上止点前 20° 曲轴转角缸内空燃比分布图.可见点火前缸内油气混合基本充分,但可燃浓混合气主要集中在火花塞左侧区域,并没有完

全分布在火花塞附近,且缸内仍有部分区域混合气过稀,无法完全燃烧,容易导致 HC 排放的增加;图 8(b) 为安装复合供油系统的汽油机上止点前 20° 曲轴转角缸内空燃比分布图,计算结果表明,点火前缸内油气混合充分,可燃浓混合气集中在火花塞附近区域,化学计量当量比最大值为 1.56,缸内能够很好地实现燃烧.两者对比可以看出,复合供油系统可以改善冷启动工况下缸内空燃比分布,促使缸内油气混合得更加充分,扩大可燃混合气的分布范围.



(a) 未安装复合供油系统



(b) 安装复合供油系统

图 8 700° 曲轴转角缸内空燃比分布图

根据模拟计算的实验方案,在发动机台架上进行复合供油系统与普通缸内直喷系统的排放对比实验.在排气道后,启动催化器前,安装尾气收集装置,并用不锈钢管导出.为了排除非 HC 物质的干扰,将尾气中的水和二氧化碳通过 Entech7100 预浓缩处理系统过滤,总 HC 的测量使用 AWA4000 排放系统.系统采样记录并分析了冷启动后 40 s 内总 HC 的排放数据.其中,汽车的运行工况根据欧 III 测试循环 (NEDC) 进行,冷启动后 40 s 内的时间分配分为 5 个阶段: I. 启动至怠速 11 s; II. 加速 4 s; III. 匀速 7 s; IV. 减速 6 s; V. 怠速 12 s.

图 9 为采用复合供油系统的 GDI 汽油机与采用普通缸内直喷系统的 GDI 汽油机冷启动的 HC 排放曲线.可以看出,在整个冷启动过程中,采用复合供油系统的发动机 HC 排放都明显少于普通 GDI 发动机,特别是后期怠速阶段,复合供

油系统的优势体现得尤其明显.可见,复合供油系统能够有效降低4G15-GDI汽油机冷启动工况的HC排放,同时也证明了本文使用的软件和模型具有较高的计算精度和可靠性.

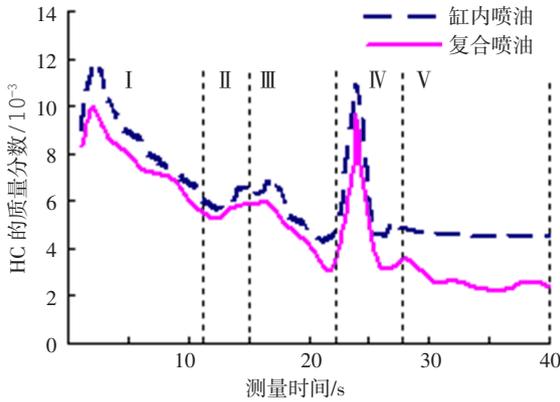


图9 冷启动40s的HC排放对比曲线

6 结论

1) 模拟计算表明,低压喷油器在进气歧管上的安装位置对歧管内油气混合过程以及进气冲程中进入缸内的混合气浓度影响很大,选择不当会导致管内积油,各缸工作不均匀,优化设计时应遵循保证各管油滴完全、同步进入气道的基本原则.

2) 复合供油系统相对常规直喷式汽油机供油系统,能够改善冷启动工况下缸内空燃比分布,强化火花塞附近浓混合气分布,促进缸内油气充分混合,降低HC排放.

参考文献:

[1] ZHAO F, LAI M C, HARRINGTON D L. Automotive

spark-ignited direct-injection gasoline engines [J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 1999, 25: 437-562.

[2] 蒋坚,高希彦.汽油缸内直喷式技术的研究与应用[J].*内燃机工程*, 2003, 24(5): 39-44.

[3] TIAN Guohong, WANG Zhi, WANG Jianxin, *et al.* HCCI combustion control by injection strategy with negative valve overlap in a GDI engine [J]. *SAE Paper*, 2006, 2006-01-0415.

[4] FUERHAPTER A, UNGER E, PIOCK W F, *et al.* The new AVL CSI engine: HCCI operation on a multi-cylinder gasoline engine [J]. *SAE paper*, 2004, 2004-01-0551.

[5] AROONSRIOPON T, WERNER P, WALDMAN J, *et al.* Expanding the HCCI operation with the charge stratification [J]. *SAE Paper*, 2004, 2004-01-1756.

[6] PONTOPPIDAN M. Experimental and numerical approach to injection and ignition optimization of lean GDI combustion behavior [J]. *SAE Paper*, 1999, 1999-01-0173.

[7] 于秀敏,杨世春,高莹.降低汽车发动机排放的技术 [J]. *汽车工程*, 2005, 24(5): 45-50.

[8] HAN Zhiyu, LI Fan, REITZ R D. Multidimensional modeling of spray atomization and air-fuel mixing in a direct-injection spark-ignition engine [J]. *SAE Paper*, 1997, 970884.

[9] PREUSSNER C, DORING C, FEHLER S, *et al.* GDI: interaction between mixture preparation, combustion system and injector performance [J]. *SAE Paper*, 1998, 980408.

(编辑 杨波)