

基于 CFD 数值模拟的某 GDI 发动机燃烧系统优化分析

Optimization Analysis about Combustion System of a GDI engine

Based on CFD Numerical Simulation

李春芳 杨洋 庄林毅 张静

(北京汽车动力总成有限公司)

摘 要: 针对一款 4 缸 1.5L GDI 发动机采用 CONVERGE 软件建立了燃烧系统 CFD 仿真模型, 对进气道、活塞顶面、喷油器油束进行了优化, 并分析了采用高喷油压力系统缸内油束的发展过程。针对最终优化后的燃烧系统进行了多个工况点的验证计算, 结果表明湿壁情况、燃油浓度分布、火焰传播情况均有明显改善。

关键词: 燃烧系统; CFD; 优化; CONVERGE

Abstract: The CFD model of combustion system was built for four-cylinder GDI engine of a 1.5L, based on CONVERGE. Intake port, piston bowl, injector spray were optimized, and the spray development process with high injection pressure was analyzed. The final optimized combustion system was validated at multi operation conditions. The results showed that wall wetting, fuel distribution, and flame propagation were improved greatly.

Key words: combustion system; CFD; optimize; CONVERGE

1. 前言

缸内直喷发动机通过将燃料直接喷入缸内, 可有效降低缸内温度, 抑制大负荷工况下爆震倾向, 进一步提高热效率, 成为国内外研究机构研发领域关注的焦点。但是缸内早燃、爆震、机油稀释及在某些特定工况下油气形成时间较短, 造成缸内混合气不均匀, 影响燃烧、排放等现象日趋突出, 因此燃烧系统的优化成为直喷发动机开发过程中最为关键的一步。

GDI 发动机燃烧系统的优化一般包括概念布局设计、进排气道及缸盖燃烧室优化设计、活塞顶面设计、喷油器静态流量匹配、喷油器油束优化或选型。本文结合某 GDI 增压直喷发动机, 进行燃烧系统的优化工作。

2. 发动机主要技术方案

为应对未来油耗及排放法规、进一步提高传统内燃机的热效率, 除优化燃烧系统外, 采用 35MPa 高喷射压力技术。如下是发动机基本参数。

表 1 发动机基本参数

吸气形式	增压
喷射方式	缸内直喷
排量	1.5L

3. 计算模型

燃烧系统的优化一般涉及到气道稳态试验台、喷雾定容弹试验台、热力学单缸机、光学单缸机、CFD 计算等过程。针对 CFD 部分本文采用商业软件 CONVERGE 作为计算工具,主要包括气道稳态计算、缸内冷态流场计算、油束优化及燃烧过程仿真。

缸内流场计算区域包括进气道、排气道、缸盖燃烧室、活塞顶面、火花塞。网格采用笛卡尔网格,基本网格尺寸为 4mm,缸套区域加密到 2mm,进排气门密封面加密 0.5mm,火花塞周围加密 0.125mm,喷油器喷油区域加密 1mm,进气道和缸内区域网格根据设定的流场和速度梯度限值自适应加密到 0.5mm。喷雾破碎模型采用 KHRT 模型,燃烧计算引入独特的 Multi-Zone 加速算法,在保证相同精度的前提下使详细化学反应计算速度提高数十倍,满足工程计算要求。边界条件采用 GT 软件计算,提取进气、排气瞬时温度、压力做为计算输入。

4. 分析结果

4.1 气道优化结果分析

电火花点火汽油机混合气的燃烧过程是一个由火花塞放电引发焰核成长,到完全由可燃混合气燃烧支持火焰发展过程,所以火焰传播速度越快,质量燃烧率也就越高。发动机中可燃混合气处于湍流状态,流体中大量的湍动涡旋使得燃料和氧以及流体能量迅速扩散传播,可燃混合气的混合和燃烧大大地加快^[1]。因此,提高缸内点火时刻的湍动能成为实现快速燃烧的首要目标。

燃烧系统基本布局确定后,首先会进行进气道、排气道的稳态优化分析。一般会基于气道开发经验或查找资料,找到影响气道滚流比的主要结构参数,在此基础上进行多轮气道的优化分析,基于结果,选取达到目标滚流比的不同结构形式的气道,进行气道敏感性分析,并进行稳态气道的试验验证。

4.1.1 模型建立

本文通过 Creo 软件对某增压发动机进气道进行数模建立,主要针对气道喉口截面积 S_v 、气门座高度 H_v 、进气道角度 α_v 进行优化,如图 1 所示。

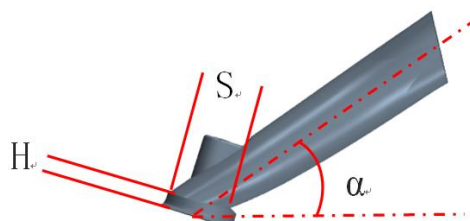


图 1 气道优化参数示意图

图 2 为优化后各方案对比图,其中,Baseline 为该发动机原气道,Rev2 ~Rev10 为优化喉口面积 S 的方案,Rev11 和 Rev12 为优化气门座高度 H 的方案,Rev13~Rev15 为优化进气道角度 α 的方案(Rev11~Rev15 方案为研究型方案,未考虑布置因素)。

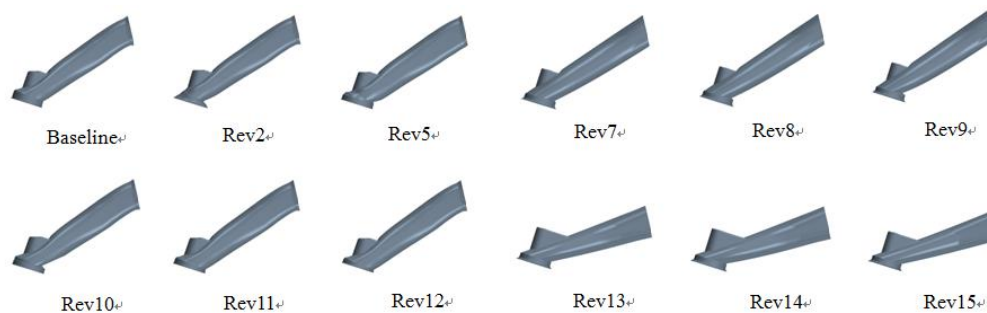


图 2 气道优化方案

4.1.2 气道结构优化研究

本文通过对气道喉口截面积、气门座高度和进气道角度优化进行了初步研究，得出以下结论：

- (1) 喉口截面越小，滚流比越大，流量系数越小；
- (2) 气门座高度降低，滚流比略微增大，流量系数略有减小；
- (3) 进气道与排气门夹角成 90° 时，滚流比大幅提升，但流量系数也大幅降低。

研究结果如下图所示：

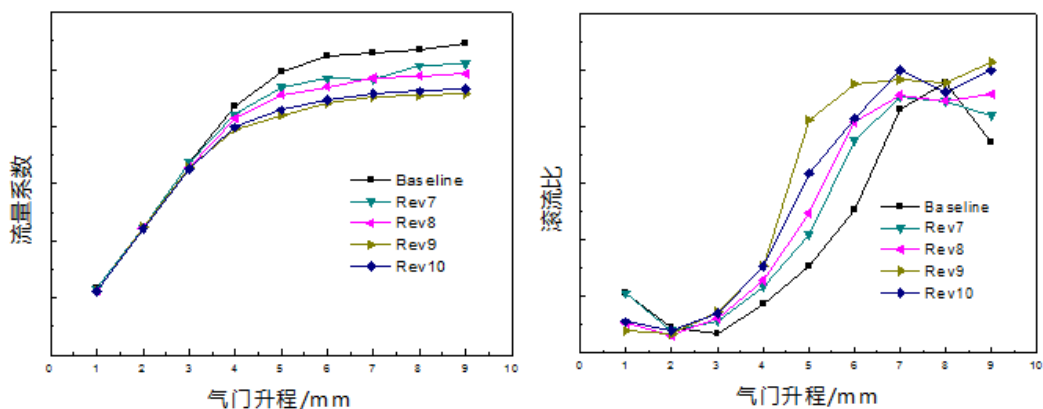


图 3 气道喉口截面积的影响

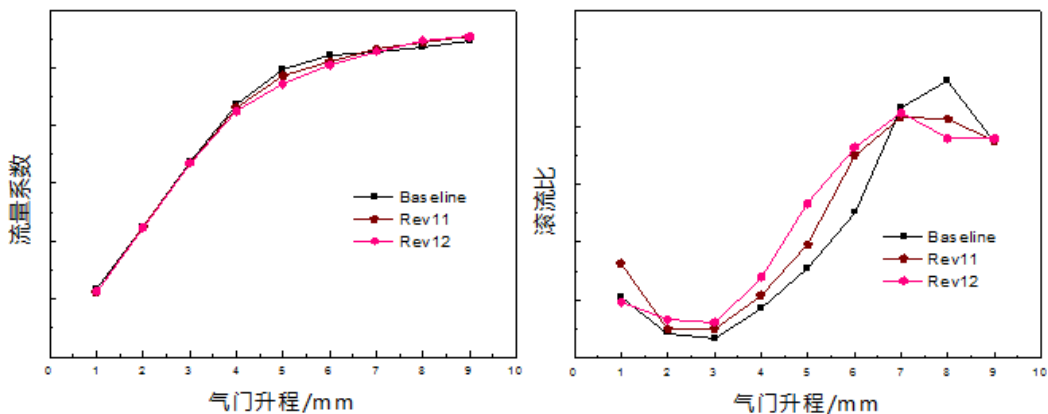


图 4 气门座高度的影响

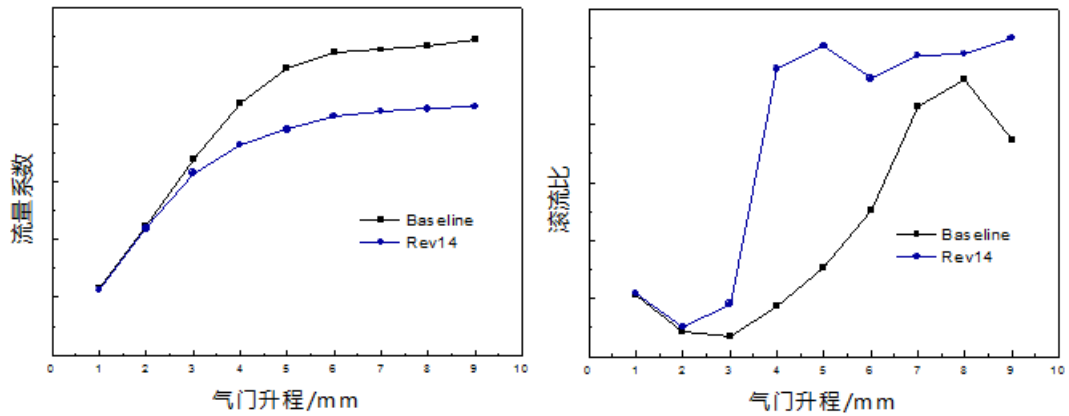


图 5 气道角度的影响

4.1.3 优化结果

经气道稳态计算，各优化方案的滚流比均比 Baseline 方案有所提高，但流量系数均有不同程度的降低。本文选取滚流比较大，同时流量系数在可接受范围的 Rev9 方案为最终气道方案。与 Baseline 相比，平均流量系数降低 12%，但平均滚流比提高 44%，结果如图 6、图 7 所示。

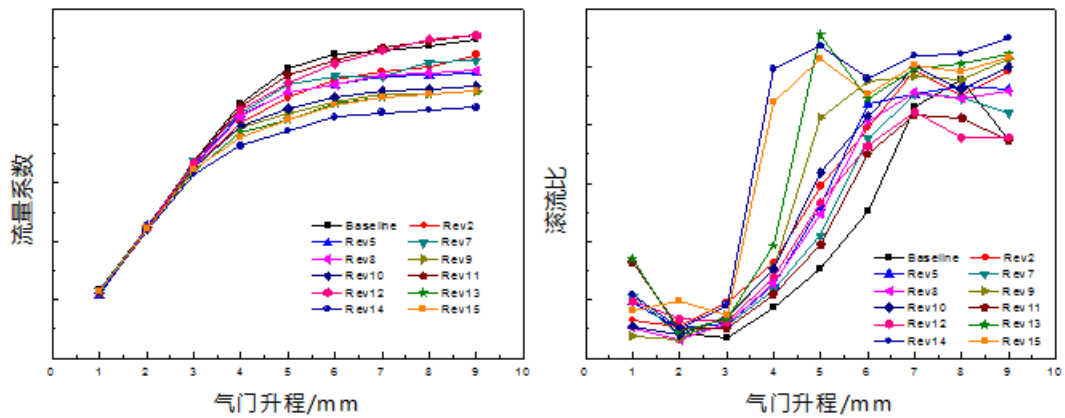


图 6 气道流量系数及滚流比

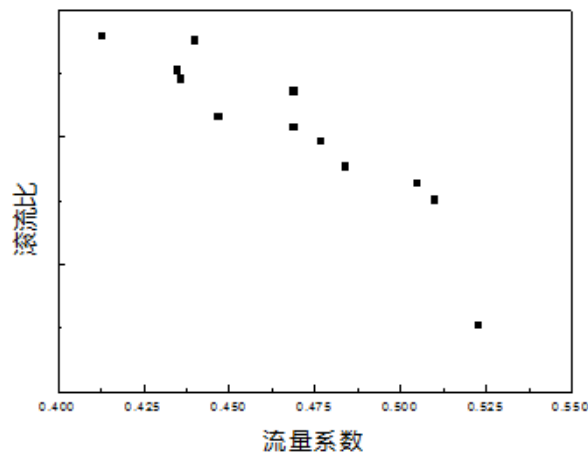


图 7 各气道流量系数和滚流比关系

本文同时进行了 Rev9 方案基于基础活塞的瞬态缸内流动计算，如图 8 所示，与 Baseline 相比，

Rev9 方案的缸内滚流比和湍动能有大幅度提高。

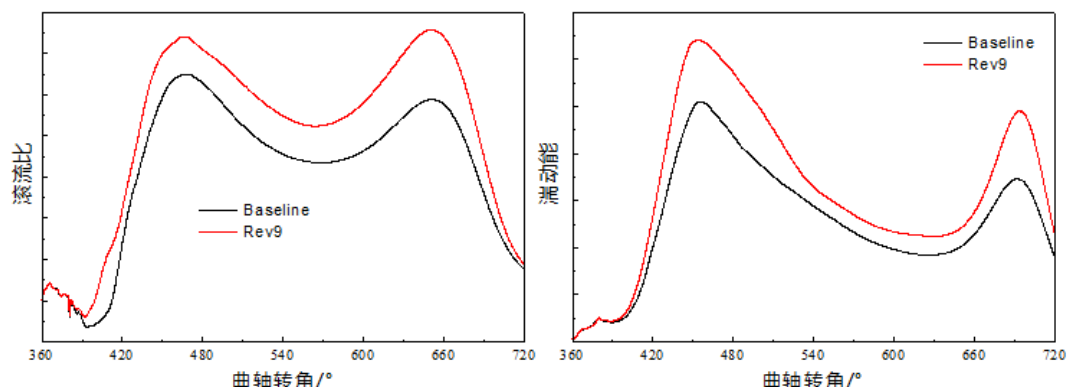


图 8 缸内滚流比和湍动能

4.2 活塞优化分析

基于优化后的 Rev9 气道方案进行活塞顶面形状优化。原机活塞为典型的壁面引导型活塞，依靠活塞顶面凹坑将燃油引导至火花塞周围，结合喷油策略利于发动机冷启动，但是并不利于进气过程中滚流的保持，导致压缩过程中滚流破碎转化为湍动能的能力不足，影响点火后的火焰传播速度。升级后的燃烧系统预计采用 35MPa 喷油压力，高喷油压力下更好的雾化水平结合多次喷射策略，可以很好地解决冷启动问题，因此将壁面引导型改为喷雾引导型设计，活塞顶面形状设计为滚流保持性较好的球顶型。

原机活塞及优化后活塞如图 9 所示，主要优化球形坑的大小。

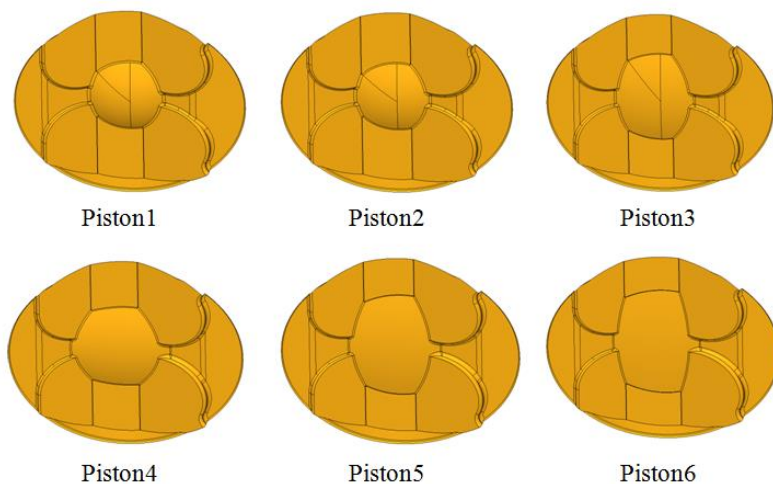


图 9 活塞优化方案

4.2.1 1800rpm/WOT 结果分析

如图 10 所示，在缸内滚流比方面，Piston3 方案表现最好，Piston4 最差，其余方案差别不大；湍动能方面，除 Piston4 方案较差外，其余方案相差不大。

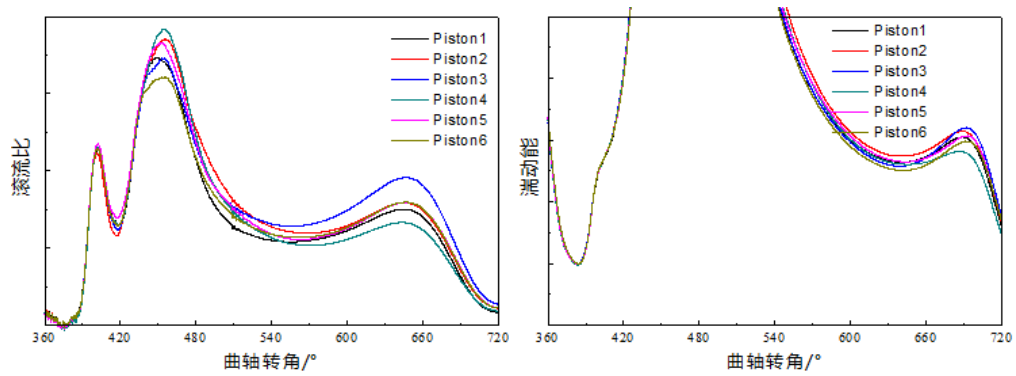


图 10 缸内滚流比和湍动能

从图 11 可以看出, Rev1 和 Rev3 方案湍动能分布情况好于其他方案, Rev4 最差。

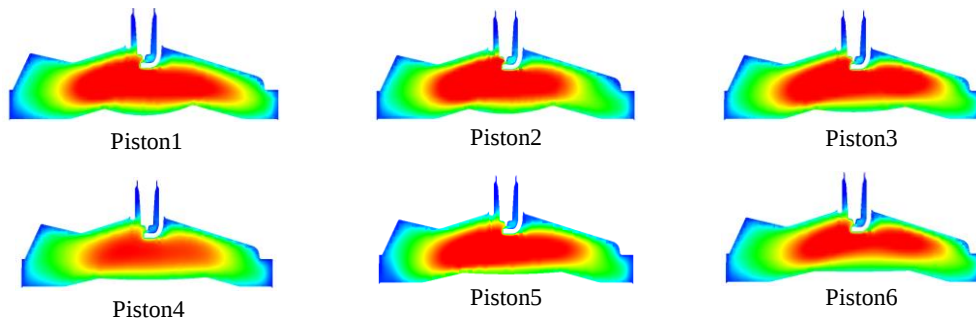


图 11 湍动能分布图

4.2.2 5600rpm/WOT 结果分析

如图 12 所示, 各活塞方案在高转速下的缸内滚流比和湍动能表现为 $\text{Piston4} > \text{Piston5} \approx \text{Piston6} > \text{Piston3} > \text{Piston1} > \text{Piston2}$ 。如图 13 所示, Rev1 方案最差, 其余方案相差不大。

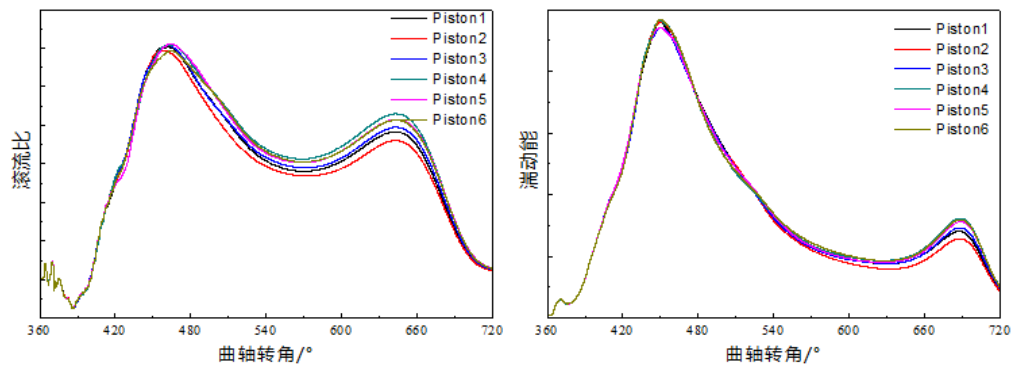


图 12 缸内滚流比和湍动能

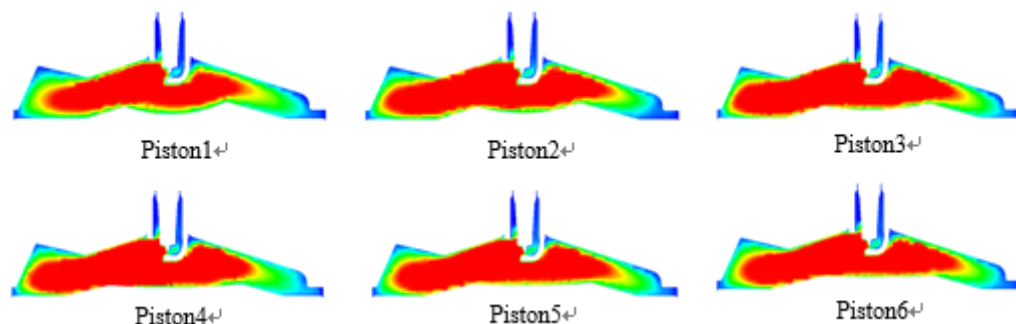


图 13 湍动能分布

4.2.3 优化结果

考虑发动机低转速下实际的进气运动更加依赖于活塞形状，高转速下可以通过高速空气运动来补偿，所以最终选择低转速下表现最好，高转速处于中间水平的 Rev3 方案作为最终优化方案。

4.3 喷油器油束优化结果分析

喷油部分优化主要包括喷油器静态流量匹配、喷油器油束优化（孔数、孔径、油束落点坐标）、喷油策略优化（喷射次数、喷射时刻、喷射压力）。由于喷油系统由 15MPa 升级为 35MPa，喷油器静态流量需要重新匹配。依据发动机性能目标参数，喷油压力升级后喷油器静态流量由 14.5ml/s 设计为 9ml/s。

4.3.1 网格无关性、喷雾及燃烧模型标定

由于气液相间耦合精度和液滴碰撞算法，喷雾 CFD 模拟对网格精度有比较大的依赖性。为解决这个问题，目前国内国际上主要采用两种方法：一种方法是改进碰撞及气液相间耦合算法，但是这种方法只能在一定程度上降低网格依赖性^[2]，并不能完全消除，并且工程应用上具有一定难度。另外一种方法就是对网格尺寸进行标定来减少网格对喷雾结果的影响，需要注意的是实际发动机模型较复杂，划分的网格并不会像定容燃烧弹中的网格那样规整。部分院校会以实际发动机网格为对象进行标定（柴油机居多），计算成本考虑，本次计算只是在喷雾定容弹中进行喷雾的网格无关性研究，之后保持网格相同的设置进行缸内流动计算。

喷雾模型标定时所用喷雾模拟采用目前 CFD 软件中通用的欧拉-拉格朗日方法，即离散液滴模型，只把流体相作为连续介质，以欧拉方式研究其流场，而把颗粒（液滴）作为离散体系研究，大大简化了计算模型，降低了计算成本。燃油从喷油器喷孔喷出破碎并与空气混合过程涉及到气液两相的动力学和热力过程模拟，包括油滴的阻力与变形、传热与蒸发、湍流扩散、碰撞和聚合等过程，应用到各种数值模型，理论上各种模型都应经过校核，确定经验参数后才可以使用^[3]。由于条件所限，本文仅仅对喷雾破碎模型进行校核，其他模型采用默认设置。破碎模型采用适用于 GDI 高喷油压力的 KH-RT 模型，不仅可以考虑液体与气体界面上沿流动方向（切向）扰动波的不稳定分析，同时也可以考虑气液界面法向方向上由于两相之间密度的巨大差别而产生的惯性力。如图 14 是喷雾模型的校核过程及最终校核结果。

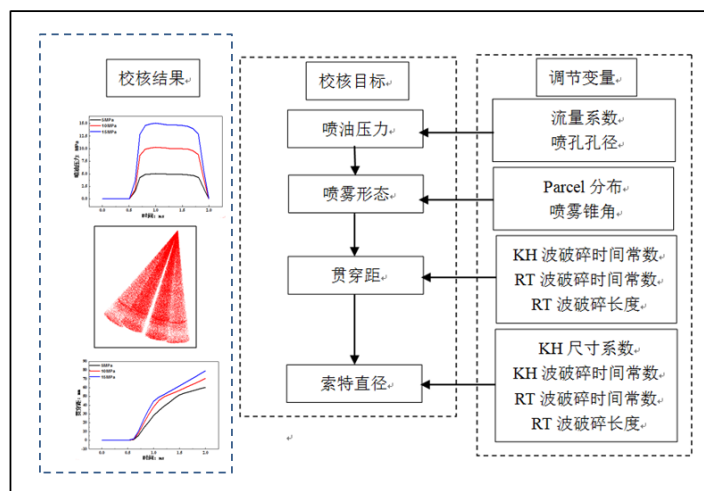


图 14 喷雾校核过程及结果

燃烧模型采用 SAGE 模型，点火能量作为源相输入，通过调整点火时刻、火花塞周围加密级数等进行燃烧缸压及放热率标定，最终各方案外特性点燃烧计算均采用相同的燃烧参数进行横向对比分析。

4.3.2 喷油器安装角度优化

喷油器具体油束落点优化前，首先进行了喷油器安装角度的优化，一方面寻找安装角度优化潜力，另一方面找到具体油束落点优化思路，指导下一步工作。

喷油器安装角度优化计算主要是在常用的机油稀释重点工况 2500rpm_10bar 和 3200rpm/WOT 进行 25°、32°、40° 计算，如图 15 为喷油器安装角度优化示意图。

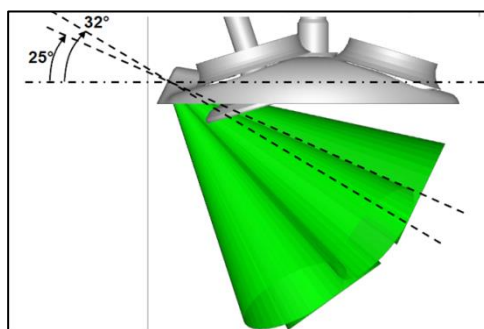


图 15 喷油器安装角度优化示意图

如图 16 和图 17 可以看到，喷油器安装角度对壁面油膜量影响很大。2500rpm_10bar 工况下时随着喷油器安装角度增加，油束下沉，直接喷向缸套壁面的油膜量降低；但是在 3200rpm/WOT 工况下则出现与 2500rpm_10bar 工况时相反的趋势，随着喷油器安装角度增加，油束下沉，缸套油膜量上升。

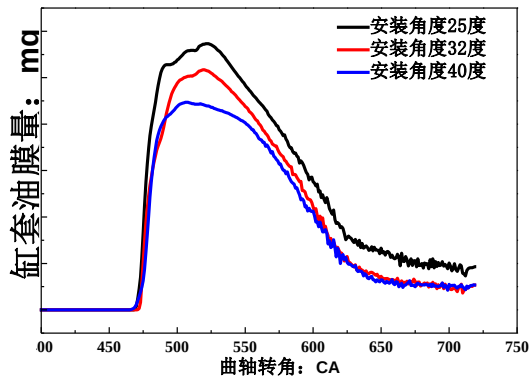


图 16 2500rpm_10bar 缸套油膜量

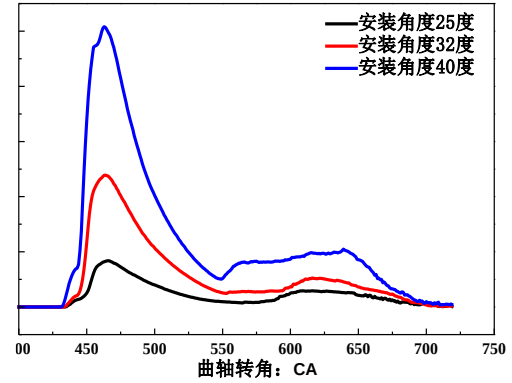


图 17 3200rpm/WOT 缸套油膜量

如图 18，在 3200rpm/WOT 工况下喷油器安装角度下沉，进气门中心截面处的流场由气门下方明显的大涡变为喷雾下方小涡，同时缸内形成的流场中心向左下方移动。同时油束下沉时，强烈的气流运动卷吸喷雾，造成靠近壁面的油束喷雾碰到缸套，机油稀释风险增加，活塞、缸套油膜主要集中在进气侧。观察结果同时考虑喷油器与进气道的安装位置，最终喷油器安装角度 25 度，同时主要优化靠近壁面的三束油的油束落点位置。

截面	无喷油	安装角度 25°	安装角度 32°	安装角度 40°
气门中心 @475° CA 速度场				
气缸中心 @475° CA 速度场				
气缸中心 @475° CA 速度场				
缸套 @475° CA 油膜分布				
活塞 @475° CA 油膜分布				

图 18 3200rpm/WOT 工况下不同喷油器安装角度流场分布

4.3.3 部分负荷工况优化结果分析

出于计算成本考虑，本次优化没有对喷油器孔数及喷射次数、喷油时刻进行优化。如图 19 为喷雾油束落点优化前后对比，v1 方案在原始油束基础上下移左三束油束。计算工况点包含常用工况点及低速扭矩点、额定功率点。部分负荷工况仅仅进行缸内流场分析，外特性工况点同时进行了燃烧计算验证。下表 2 是部分负荷工况点 2500rpm_10bar 的计算策略。

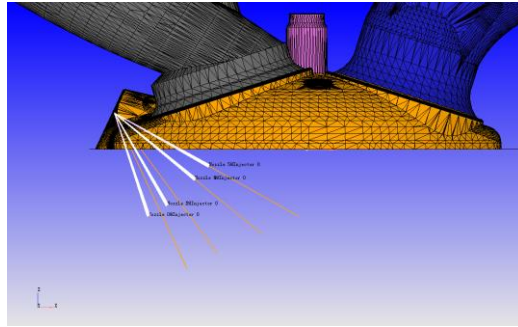
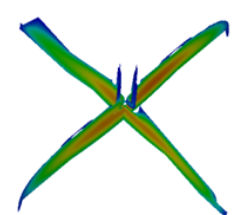
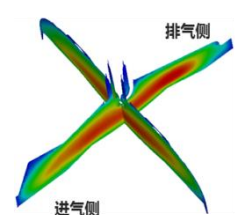
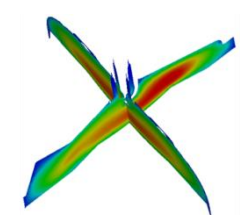
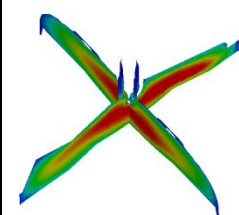


图 19 油束优化方案

表 2 2500rpm_10bar 工况计算策略

计算工况点	方案名称	喷油器 静态流量 ml/s@10MPa	喷油器孔径	喷油策略	点火角
2500rpm_10bar	without spray	无	无	无	无
	base	14.5ml/s	190um	喷油压力 7MPa	无
	v1	14.5ml/s	190um	喷油压力 7MPa	无
	v1_new	8.845ml/s	150um	喷油压力 17.5MPa	无

如图 20，增加喷雾后，喷雾过程中产生的动量会加快活塞上行过程中滚流破碎向湍动能的转换过程，因此点火时刻火花塞周围湍动能均较无喷油时提高，喷油压力增加后更加增大了喷雾对原始流场的影响，湍动能提高明显。比较三种不同方案点火时刻的当量比分布，可以看到采用高喷油压力的 v1_new 方案，减少了进气道中间区域的燃油过浓区范围，同时火花塞周围的当量比较理论当量比偏浓些，理论上偏浓的当量比分布会加快火焰的传播。

物理量	without spray	base	v1	v1_new
湍动能				

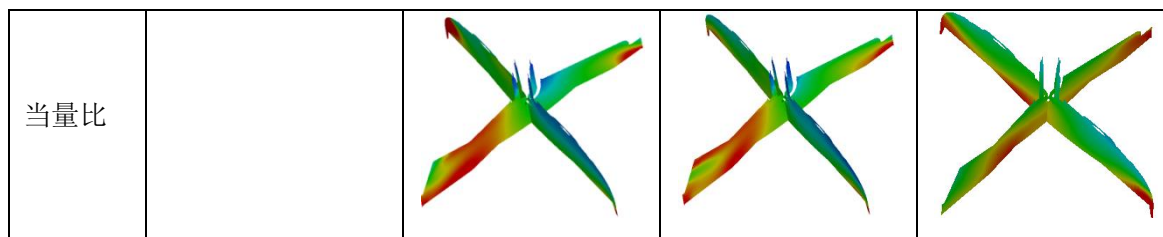


图 20 端动能、当量比分布@699° CA

如图 21, 喷雾扰乱了缸内原始流场, 并且这种影响程度随着喷油压力的增加而增加。v1 方案喷雾带动缸内流场在左下方形成小涡, 而 v1_new 方案喷油压力提高, 可以发现缸内流场完全受喷雾影响, 形成较明显的油束区域。同时发现较弱的缸内流场并未对油束造成过多影响, 喷雾形态可以很好的保持, 由于部分负荷工况下流场影响可以排除, 也实现了流场与喷雾的解耦过程, 因此也是油束优化的主要工况点。v1 方案油束下沉, 活塞下行过程中可以降低缸套油膜量, 降低机油稀释倾向, 但是代价是活塞油膜量增加, 预计排放会恶化。v1_new 方案采用新设计的小流量喷油器配合小孔径, 同时提高喷油压力, 可以预测喷雾粒子直径会降低, 与空气会有较充分的混合。

图 22 为不同方案下缸套、活塞表面的油膜附着情况, 可以看到优化后的 v1_new 油束方案缸套、活塞上的油膜量大幅度降低, 满足工程要求。

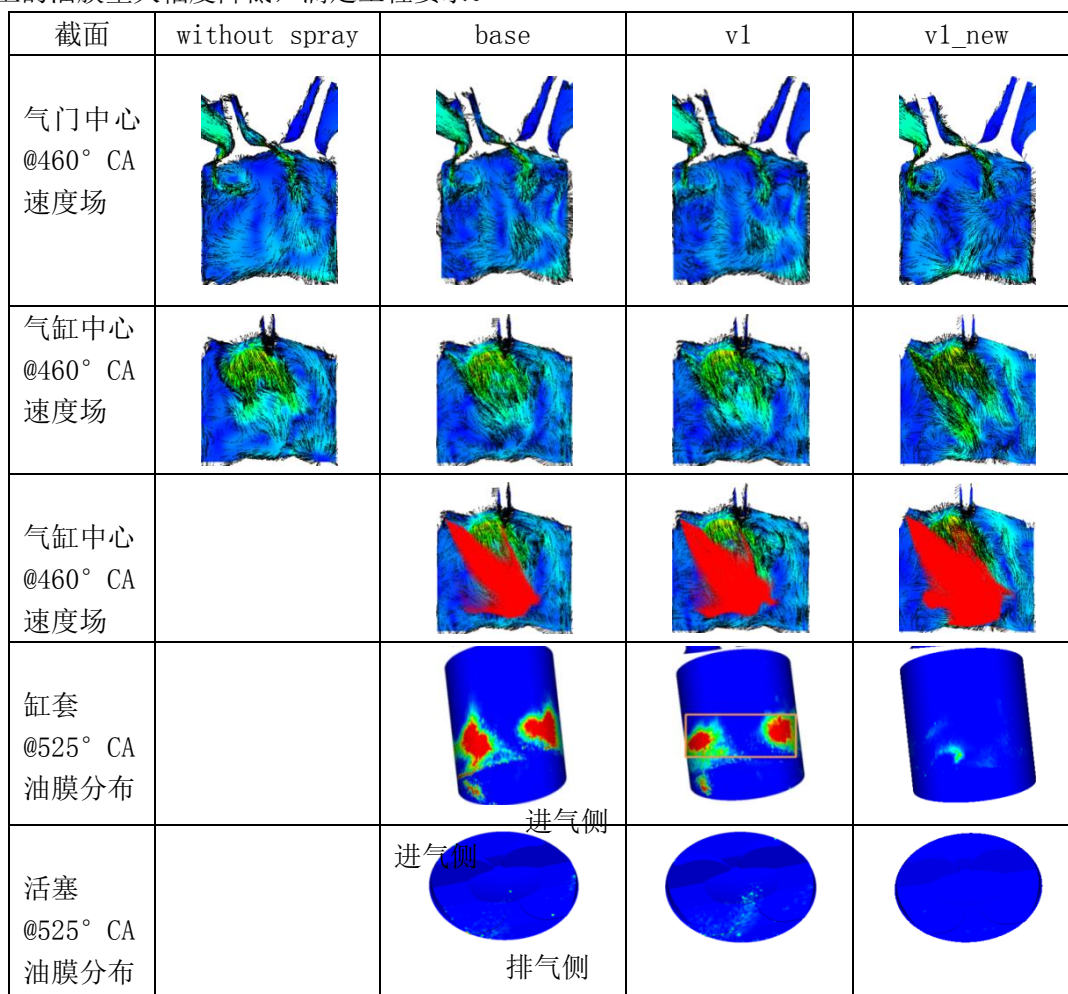


图 21 2500rpm_10bar 缸内流场结果

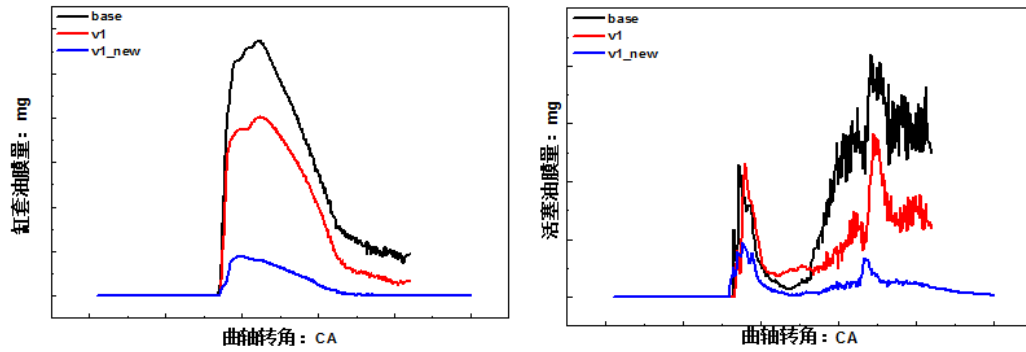


图 22 2500rpm_10bar 缸套、活塞油膜量

4.3.4 3200rpm/WOT 工况优化结果分析

由于大负荷或外特性工况下缸内流场运动强烈，不同于部分负荷工况下的喷雾直接碰壁，喷雾受到流场影响会发生形态变化，油束被吹散或发生卷吸碰壁。因此，外特性工况也是验证喷油器油束优化不可缺少的一个工况。如表 3 是 3200rpm/WOT 本文详细的计算策略。

如图 23 高转速外特性工况下，缸内原始流场较强烈，但是在原喷油压力 15MPa 下由于喷油量大同时喷油压力低，喷雾液滴直径较大，喷油过程之中油束整体形态未受到缸内流场过多影响，但是油束边缘会受到流场卷吸发生缸套油膜碰壁现象，油束尾部同样受到缸内流场影响形成小涡流。高喷油压力下，油束粒子直径的降低，使得流场作用加强，同时缸内瞬时贯穿距降低，壁面油膜量减少。

表 3 3200rpm/WOT 工况计算策略

计算工况点	方案名称	喷油器 静态流量 ml/s@10MPa	喷油器孔径	喷油策略	点火角
3200rpm/WOT	without spray	无	无	无	无
	base	14.5ml/s	190um	喷油压力 13MPa	715° CA
	v1	14.5ml/s	190um	喷油压力 13MPa	715° CA
	base_35MPa	14.5ml/s	190um	喷油压力 20MPa	715° CA
	v1_35MPa	14.5ml/s	190um	喷油压力 20MPa	715° CA
	v1_new	8.845ml/s	150um	喷油压力 35MPa	715° CA

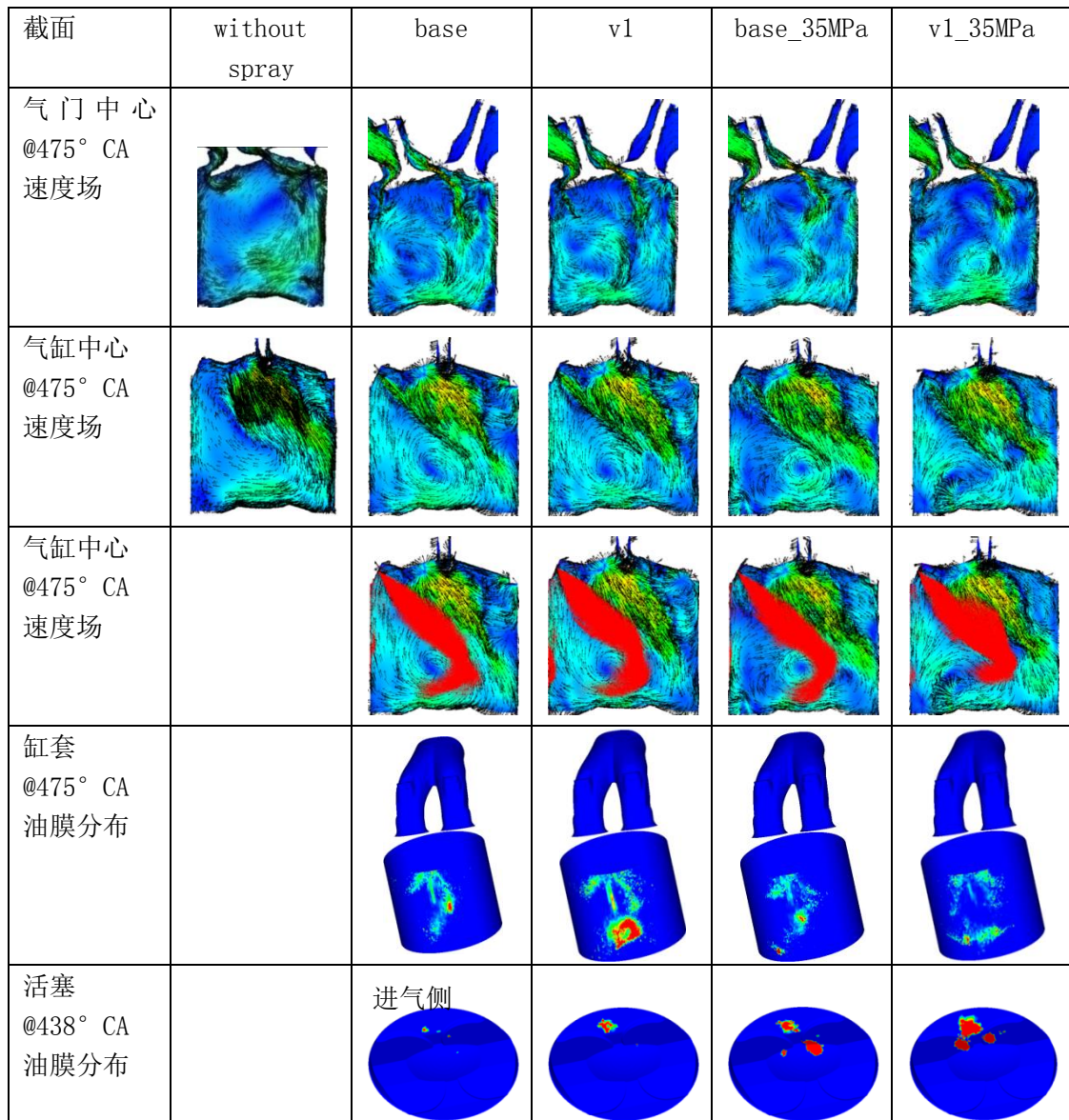


图 23 3200rpm/WOT 工况缸内流场

如图 24, 当喷油压力继续增加至 35MPa, 同时采用新设计的喷油器流量, 结合小喷油孔径, 可以看到高喷油压力造成喷油中心区域流速增加, 同时更加细小的喷雾粒径在流场影响下, 喷雾底部形成明显的漩涡。喷雾油束随流场运动, 完全偏离缸套壁面区域, 壁面油膜量几乎为零。图 25 显示新设计方案缸套、活塞油膜量有明显降低。

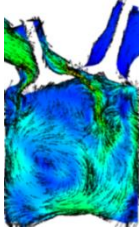
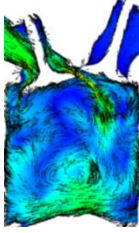
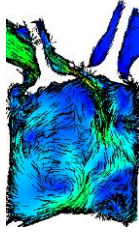
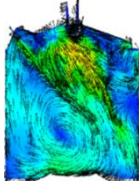
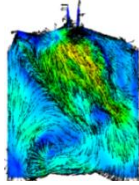
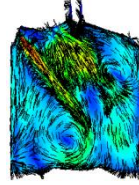
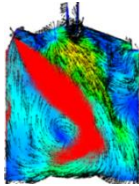
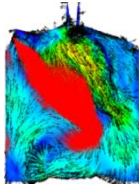
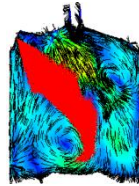
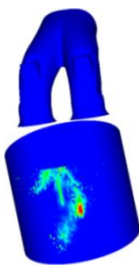
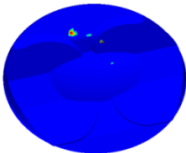
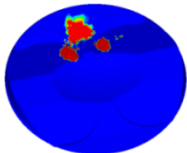
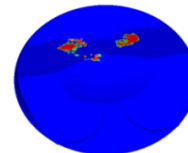
截面	base	v1_35MPa	v1_new
气门中心 @475° CA 速度场			
气缸中心 @475° CA 速度场			
气缸中心 @475° CA 速度场			
缸套 @475° CA 油膜分布			
活塞 @438° CA 油膜分布			

图 24 3200rpm/WOT 缸内流场结果

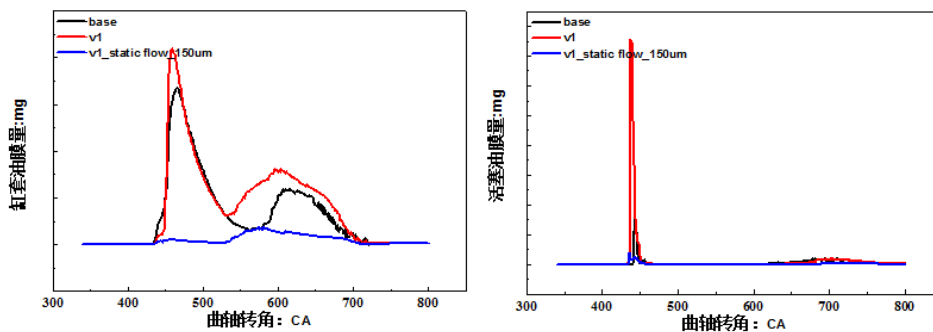


图 25 缸套、活塞油膜量

如图 26、27，在原喷油压力下，优化油束落点后的 v1 方案较基础方案燃烧情况没有明显改善；提高喷油压力后，基础方案和 v1 两个方案燃烧放热加快，同时缸压均提高，火焰向四周传播均匀。当采用 35MPa 喷射系统结合小流量喷油器后，火焰传播情况同样比较均匀。

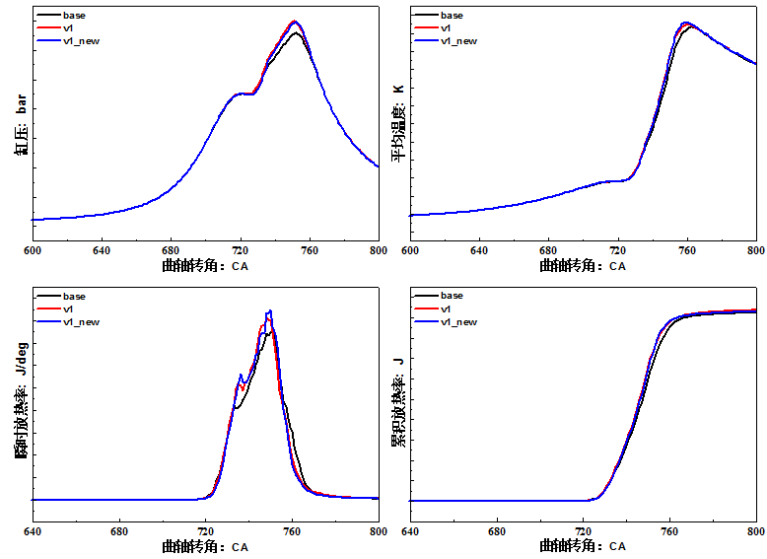


图 26 优化后方案燃烧结果

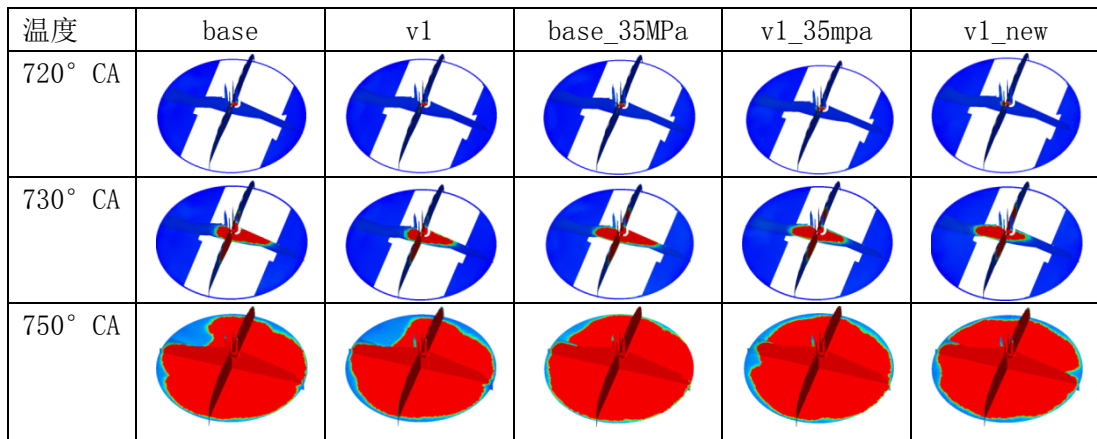


图 27 优化后方案温度场分布

4.3.5 5600rpm/WOT 工况优化结果分析

为了比较功率点的情况，进行了不同方案的燃烧计算。如下表是 5600rpm/WOT 的计算策略及不同算例下的温度场分布(图 28)。

表 4 5600rpm/WOT 工况计算策略

计算工况点	方案名称	喷油器 静态流量 ml/s@10MPa	喷油器孔径	喷油策略
5600rpm/WOT	base	14.5ml/s	190um	喷油压力 13MPa
	v1	14.5ml/s	190um	喷油压力 35MPa
	v1_new	8.845ml/s	150um	喷油压力 35MPa

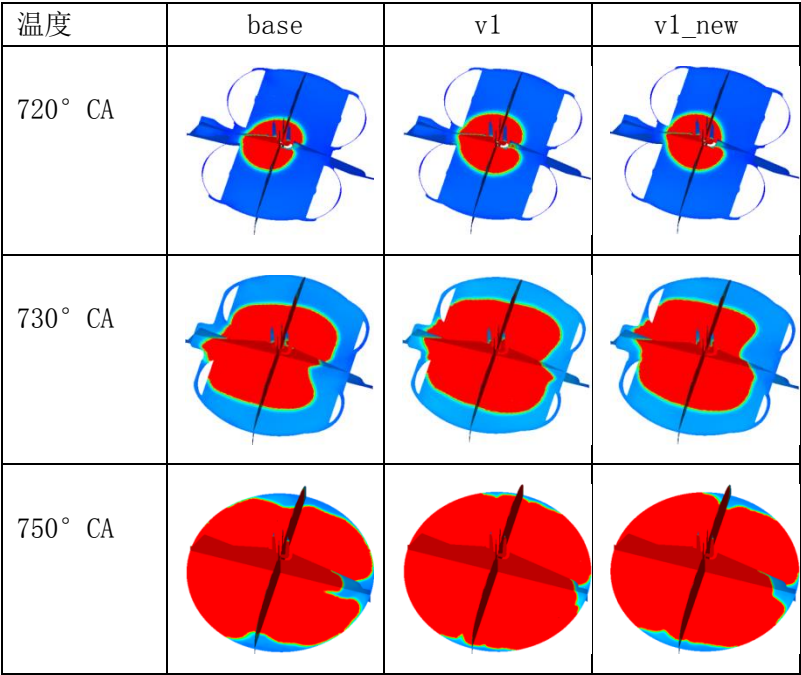


图 28 5600rpm/wot 温度场分布

如图 28，可以看到升级 35MPa 喷油系统后两种流量喷油器燃烧缸压增加，放热加快，火焰向四周传播更加均匀。

汇总所有计算工况点的结果如下表 5 所列，可以得出结论新设计的小流量喷油器大幅度降低了缸套壁面的油膜量，部分负荷工况燃油浓度分布明显改善，同时外特性点的燃烧放热率较基础方案并没有恶化，预计在试验中也会得到比较理想的结果。

表 5 计算结果汇总

工况点	评价项	base 方案	v1_new 方案
2500rpm_10bar	缸套油膜量	base	++
	活塞油膜量		+
	当量比分布		++
3200rpm/WOT	缸套油膜量		++
	活塞油膜量		-
	燃烧放热率		+
2000rpm_2bar	缸套油膜量		++
	活塞油膜量		+
	当量比分布		++
1800rpm/WOT	缸套油膜量		+
	活塞油膜量		+
	燃烧放热率		-
5600rpm/WOT	缸套油膜量		+
	活塞油膜量		=
	燃烧放热率		+

5 结论

本文建立了某缸内直喷机型的燃烧系统 CFD 模型, 优化分析了进气道、活塞顶面、喷雾, 同时进行了升级 35MPa 喷射系统后喷油器的优化设计, 并进行了多个工况点的验证计算, 从当量比分布、壁面油膜量、燃烧放热率等结果分析, 优化的燃烧系统可以达到理想的效果。

6 参考文献

- [1]. 刘永长, 内燃机原理[M] 武汉: 华中科技大学出版社, 2012
- [2]. 赵昌普, 苏万华, 计算网格与湍流模型对柴油机喷雾多维数值模拟结果的影响 [J] 天津大学学报 2004, 37 (11) :965-969
- [3]. 郑建军, 基于 CONVERGE 进行某增压直喷发动机喷雾模型标定, 2014 年 IDAJ 中国区用户年会, 2014