

某柴油机可调涡流燃烧系统三维仿真研究

3-D Modeling of a Variable Swirl Ratio Combustion System

李海鹰 王坤 于波

(中国北方发动机研究所)

摘 要:在进气歧管安装了蝶形涡流调节阀,通过调整直气道侧的有效流通面积,以改变缸内涡流强度。首先,在稳流吹风试验平台,研究了涡流调节阀角度对进气道流量系数和涡流比的影响,并结合 PIV 试验手段,分析了缸内涡流的形成过程。接着,采用 CFD 手段评估了涡流调节阀角度对缸内混合气形成过程的影响。结果表明,CFD 计算结果复现了 3D PIV 测量的缸内流场结构和相似的涡心位置。随着进气门关闭时涡流比从 0.57 提高到 2.05,油气在周向的相互作用增强,从而加速了预混燃烧阶段的放热速度,促使燃烧重心提前、燃烧持续期缩短。同时在相同进气流量条件下,强涡流运动也促使累积放热量的增加。

关键词: 柴油机; CONVERGE; 涡流; PIV

Abstract: A swirl control valve designed to adjust the effective flow area of the filling port, was installed between the intake manifold and the intake filling port in order to achieve variation of swirl ratio. Influence of varied angles of the swirl control valve on the discharge coefficient and the swirl ratio of intake ports were firstly investigated on a steady flow rig. Then Particle Image Velocimetry (PIV) technique was used to visualize the in-cylinder swirl motion. Besides, CFD method was used to evaluate the effects of varied valve angles on the following air-fuel mixing process in the cylinder. The results show that CFD reveals the in-cylinder flow structure and the location of swirl center similar with the 3D-PIV test results. With the increase of swirl ratio at IVC from 0.57 to 2.05, air-spray interaction in the circumferential direction is strengthened in the terms of mixture preparation. Strong swirl motion accelerates the heat release during the premixed combustion stage, which results in an advancement of CA50 and a reduction of combustion duration. High swirl motion intensity makes a positive effect on the increase of accumulated heat release under the same air flow mass rate.

Key words: Diesel Engine; CONVERGE; Swirl; PIV

1. 前言

面对日益严苛的柴油机综合性能要求,本所研究自主开发了一款高强化柴油机。本所在这款小型化发动机的研发过程中,针对性地开展了一系列相关设计和研究工作。而进气系统在面向采用高增压技术的小型化柴油机的开发过程中,亟待解决低速扭矩不足和高速空气不够的问题。本文采用在双气道直气道侧安装涡流调节阀的方式,实现涡流可调的设计理念。借助 CONVERGE 软件平台,研究涡流调节阀角度对缸内混合气形成及燃烧过程的影响。

2. 稳流吹风试验

稳流吹风试验平台布置(如图 1 所示)。通过旁通阀保证进气压差为 5kPa。空气流量通过热膜流量计测量,涡流转速通过叶片风速仪测量。双气道包括直气道和螺旋气道。涡流调节阀安装在直气道一侧,通过旋转涡流调节阀的角度实现进气道涡流比的改变,如图 2 所示。

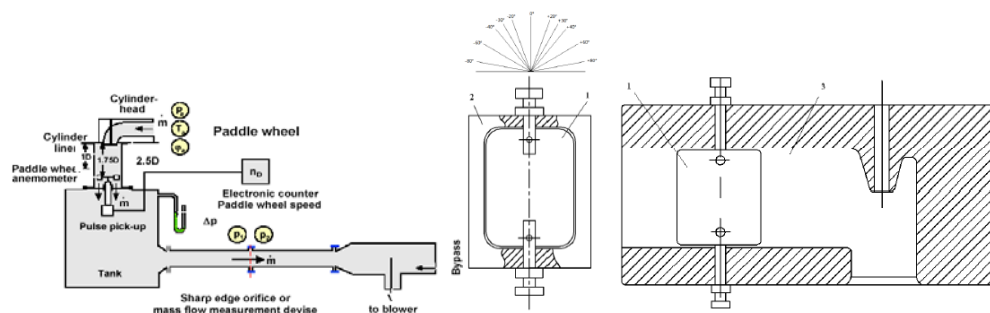


图 1 稳流吹风试验布置示意图 图 2 涡流调节阀示意图

1-涡流调节阀, 2-阀座, 3-进气道

稳流吹风试验表明, 当涡流调节阀角度从 0° 增大到 30° , 涡流比基本维持在 1 左右。当角度进一步增加, 涡流比呈现出近似线性的增长趋势, 当角度为 $\pm 90^\circ$ 时, 涡流比最大, 数值达到 3 以上, 如图 3 所示。

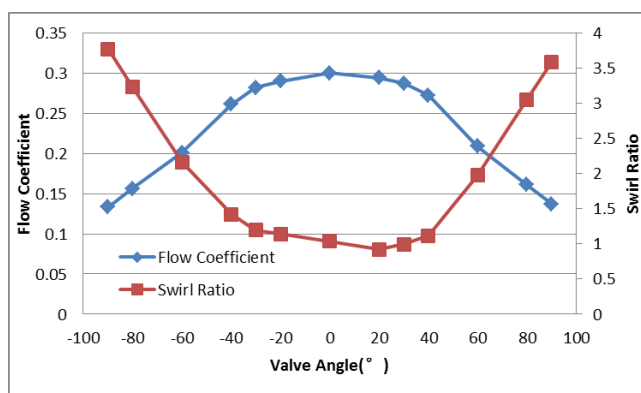


图 3 不同涡流调节阀角度, 进气道流量系数和涡流比变化关系

3. PIV 测试及稳态缸内流场计算

通过对原有稳流吹风试验平台进行一系列可视化改造, 对可调涡流进气系统进行了 PIV 测试。试验装置如图 4 所示。PIV 采用 LaVision 532nm 波长的 Nd: YAG 激光器, 脉冲能量 400mJ/pulse。示踪粒子选用 DEHS, 粒径大小为 $0.1 \sim 1 \mu\text{m}$ 。

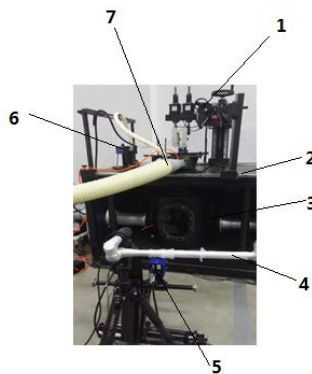


图 4 3D-PIV 试验布置

1- 气门升程执行器, 2-工作台, 3-稳压箱, 4-导光臂, 5-相机, 6-粒子发生器, 7-进气管

CFD 仿真计算中选用 RNGk- ϵ 模型。PIV 获得的流场是 100 个循环的平均值流场。限于文章篇幅, 对比了涡流调节阀角度为 90° 时, 气门升程分别为 6mm 和 10mm 时距离缸盖 1 倍

缸径和 1.75 倍缸径截面的平面流场。如图 5 所示，从流场结构来看，二者呈现出相似的涡流运动，当气门升程从 6mm 增加到 10mm，PIV 结果可以看出涡团中心呈现出向心运动，CFD 也复现了这一特征；从涡流强度来看，二者的涡流比大小相近，最大的差距为 0.3，在误差可接受范围。

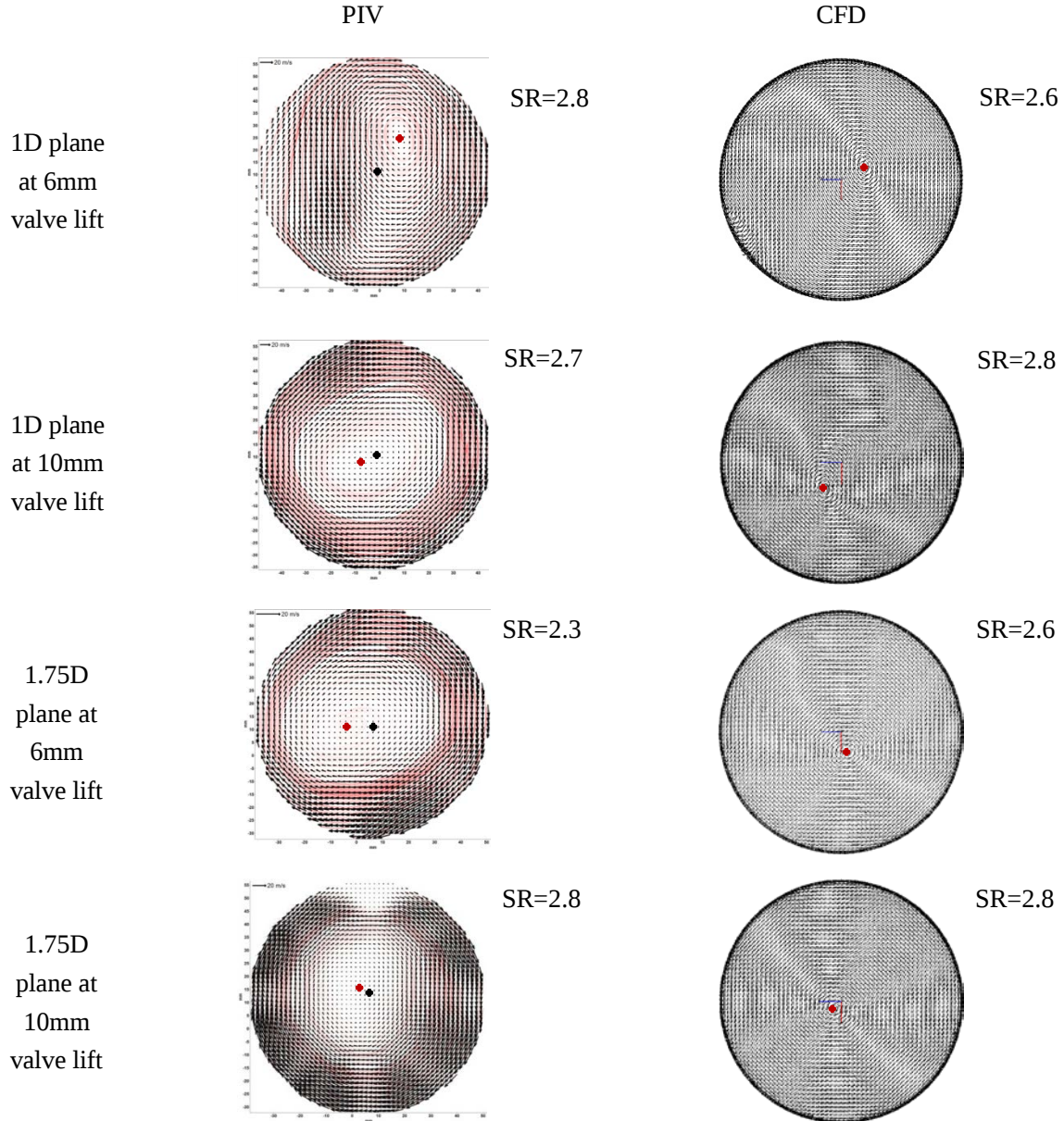


图 5 PIV 与数值仿真结果对比

4. 缸内计算设置及模型标定

本研究中发动机采用共轨系统，排量为 1L，主要参数如表 1 所示。

表 1: 某柴油机几何参数

项目	参数
发动机形式	水冷、四冲程
排量	1L
压缩比	13
轨压	180MPa

缸内三维仿真基于 CONVERGE 平台,包括进排气道的发动机计算表面网格如图 6 所示。计算网格采用了局部加密和速度、温度自适应加密的方式。具体仿真子模型如表 2 所示。

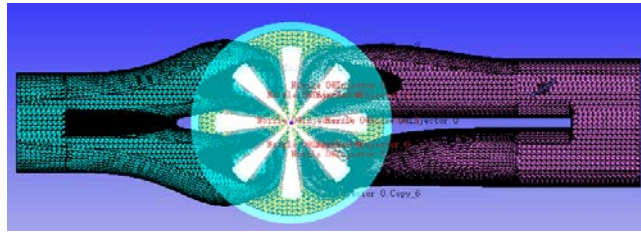


图 6 发动机仿真实体模型及计算网格

表 2 本研究中采用的子模型

Turbulence	RNG k- ϵ
Evaporation	Frossling
Droplet breakup	KH RT
Spray-wall interaction	O'Rourke
Particle interaction	Schmidt
Collision	No Time Counter (NTC)
Combustion	SAGE Multizone

如图 7 所示, CFD 计算的缸压取得了和试验结果较好的一致性, 压缩冲程的相对误差低于 2%, 最高燃烧压力的相对误差低于 0.5%。

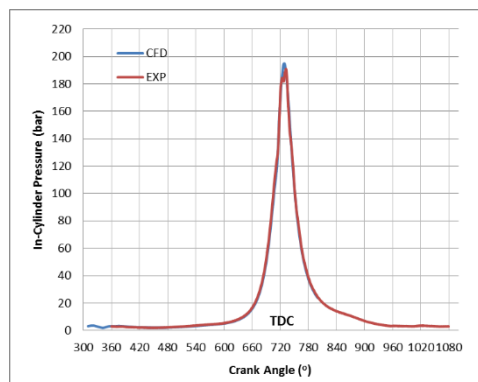


图 7 缸压标定

5. 缸内换气及混合气形成过程仿真

由于涡流调节阀角度较大时，流量系数会出现显著降低。因此，在计算中分成两组计算方案。第一组，Case1~Case4 对比相同进气压力条件下，涡流调节阀角度的影响；第二组，Case5、Case 6、Case3 和 Case4 对比相似进气流量下，涡流调节角度的影响。

表 3 计算方案

	Angle of swirl control valve	Intake pressure	Simulated air flow mass trapped into cylinder per cycle	Excess air ratio
Case1	90°(Full close)	4bar	3.71g	1.30
Case2	60°	4bar	4.50g	1.57
Case3	30°	4bar	4.81g	1.68
Case4	0°(Full open)	4bar	4.87g	1.70
Case5	90°	5.2bar	4.84g	1.69
Case6	60°	4.6bar	4.86g	1.70

相同进气压力下

如图 8 所示，随着涡流调节阀开度变大，最大涡流比对应的相位提前，如 Case 4 的最大涡流比对应的相位为 490°CA，较 Case 1、Case 2 的最大涡流比对应的下止点，相差 60°CA。而四种方案最大涡流比的数值分别为 2.17、1.54、0.83 和 0.67。进气门关闭时涡流比数值分别为 2.05、1.39、0.76 和 0.57。可以看出，随着涡流调节阀角度的降低，相较最大涡流比，进气门关闭时涡流比降低百分比增加。

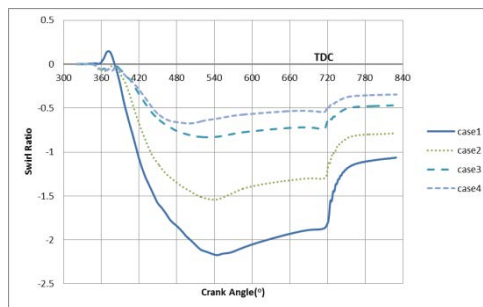


图 8 涡流比随曲轴转角的变化关系

为深入分析缸内涡流运动的空间发展，图 9 对比了 Case1~Case4 在 420°CA 和 540°CA 时的速度场。从总体流场结构来看，进气射流与缸内壁面作用形成 Jet-Wall 流动，进气射流也会相互干涉形成 Jet-Jet 流动。进气初期，由于此时进气气门升程小，如图 10 所示，横截面呈现出多个微涡团，而此时如图 8 所示，Case4 的涡流比很小，缸内呈现出近似上下对称的流场结构。另外，Case3 的直气道与螺旋气道的进气射流呈现出势均力敌的态势，Jet-Jet 流动垂直向下，如图 9 所示。随着活塞下行，如图 9 所示，Case1 和 Case2 中 Jet-Wall 流动逐渐衰减，螺旋气道侧的 Jet-Wall 流动逐渐演化，直到 540°CA 时 Case1 缸内下方呈现出单一左向剪切流动，而 Case2 的缸内下方也呈现出相似的流场结构。进气门关闭时，如图 10 所示，Case1 在中心形成了明显的顺时针涡团，而 Case4 未形成稳定的涡流运动。

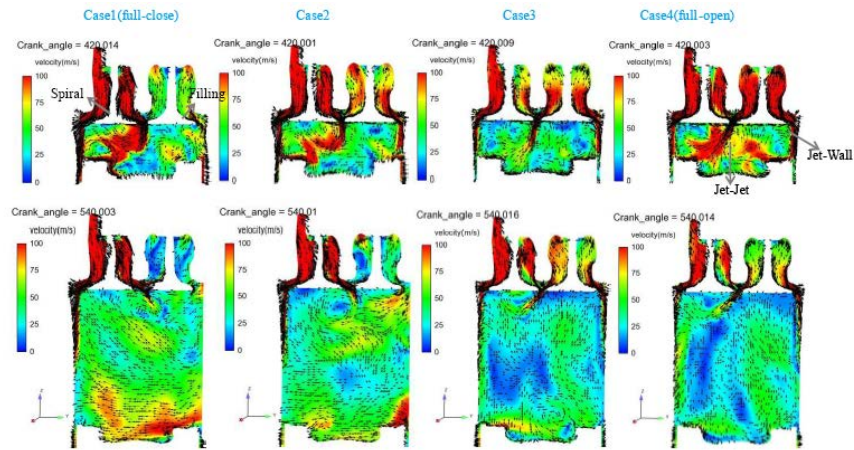


图 9 Case1~Case4 纵剖面速度场对比

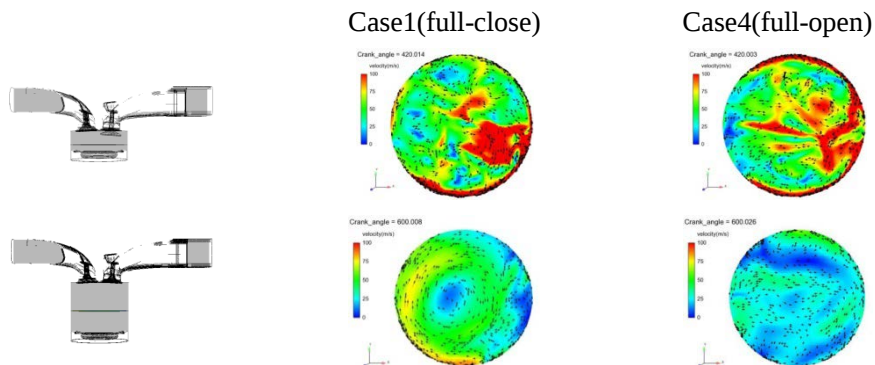


图 10 Case9、Case10 中心截面速度场对比

图 11 和图 12 分别对比了 Case1 和 Case4 在喷油过程速度场和当量比分布情况。如图 11 所示, Case1 中能看到喷雾前端受到缸内周围气流的卷吸效应, 出现了明显的偏移, 而 Case4 未发现此现象。从图 12 可以看到, 伴随涡流比的降低, 相邻油束间间距变大, 油气相互作用降低。

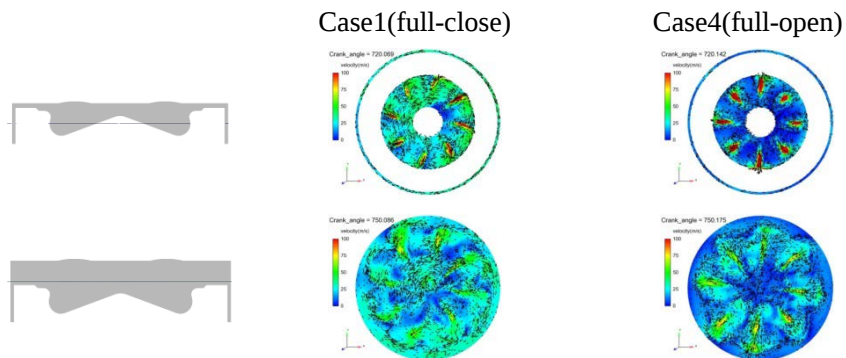


图 11 喷油过程距缸盖底面 10mm 横截面速度场

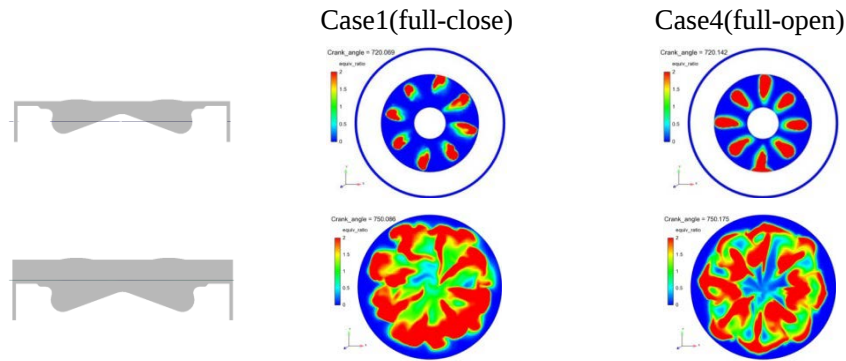


图 12 喷油过程距缸盖底面 10mm 横截面当量比分布

图 13 对比了 Case1~Case4 缸压曲线, 由图可知, 涡流比增大对缸压影响非常显著。如表 3 所示, 随着涡流比增大, 进气量的减少, 进一步压缩阶段压力下降。Case1~ Case4 的最高燃烧压力分别为 166 bar、187bar、204bar 和 205bar。图 14、图 15 分别给出瞬时放热率和累积放热率曲线。伴随涡流比提高, 缸内压力下降, 从表 4 计算来看, 着火滞燃期从 2.6°CA 增加到 6.6°CA。综合来看, 对于不同进气涡流状态, 燃烧均分为预混燃烧和扩散燃烧两个阶段; 对比来看, 随着涡流比的增大, 预混燃烧阶段的放热得到促进, 相较于其他方案, Case1 的燃烧重心明显提前在燃烧中后期。同时由于过量空气系数过低 (见表 3), Case1 累积放热量较其他方案明显降低, Case1 的燃烧持续期(CA90-CA5)相比其他方案缩短大约 7°CA。总而言之, 相同进气压力条件下, 涡流比会导致最高燃烧压力下降、燃烧重心提前和燃烧持续期缩短。

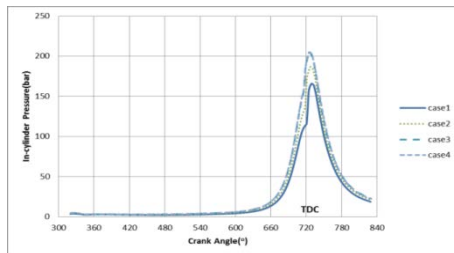


图 13 缸压曲线

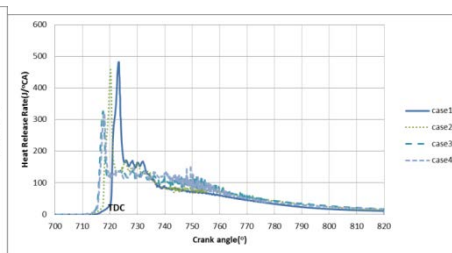


图 14 瞬时放热率

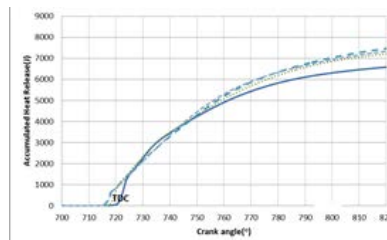


图 15 累积放热率

表 4 燃烧特征参数对比

	CA5/°CA	CA50/°CA	CA90-CA5/°CA
case1	721.6	738.0	61.4
case2	719.2	741.2	68.2
case3	717.2	744.3	72.4
case4	717.6	742.6	70.2

相同进气流量下

如图 16 所示，与相同进气压力方案组相比，相同进气流量下呈现出相似的涡流比发展趋势。Case5、Case 6、Case3 和 Case4 最大涡流比分别为 2.18、1.55、0.83 和 0.67。进气门关闭时涡流比分别为 2.07、1.39、0.76 和 0.57。尽管与相同进气压力方案组相比，个别方案进气压力有所增加，但涡流强度基本保持不变，涡心位置也比较接近(如图 17 所示)。由于进气压力提高，喷油初期 Case5 的液相贯穿距相比 Case1 长些(如图 18 所示)。

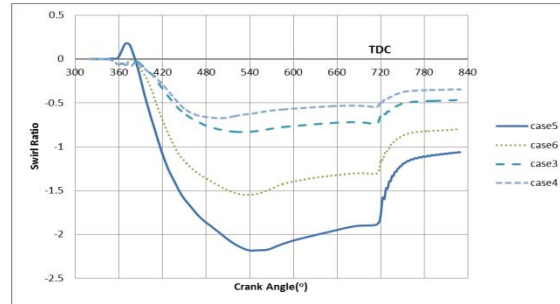


图 16 涡流比随曲轴转角变化关系

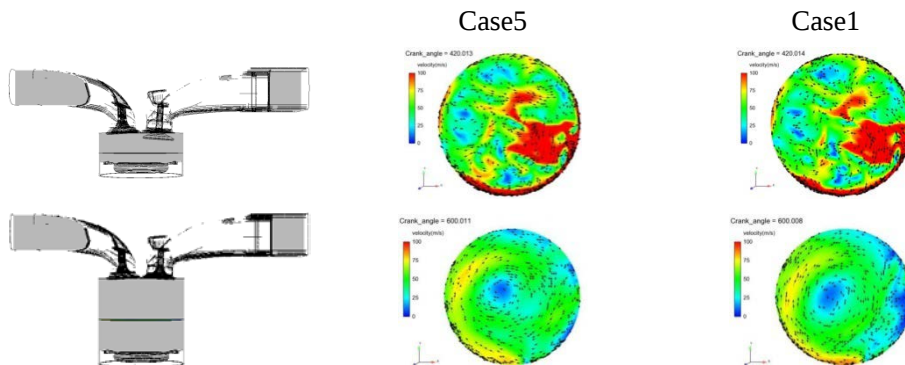


图 17 Case5、Case1 横截面速度场对比

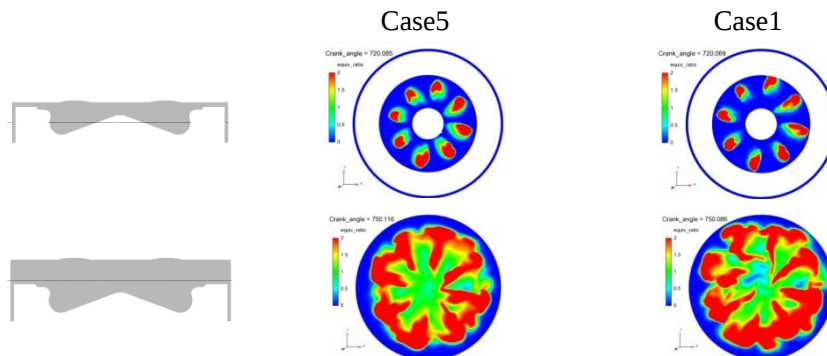


图 18 Case5、Case1 喷油过程横截面当量比分布

从图 19 来看，Case5、Case 6、Case3 和 Case4 最高燃烧压力差不多，但是强涡流运动会增加传热损失，致使 Case5 压缩冲程缸内压力及温度的降低(如图 19 和图 20)。从放热规律来看，在进气流量一定的条件下，虽然受到缸内温度降低的影响，强涡流使着火滞燃期略有增加(如表 5)，但总体上涡流同时促进预混合扩散燃烧阶段的放热速率(如图 21)，促进燃烧重心的提前、燃烧持续期缩短(如表 5)，并最终促使 Case5 累积放热量提高(如图 22)。

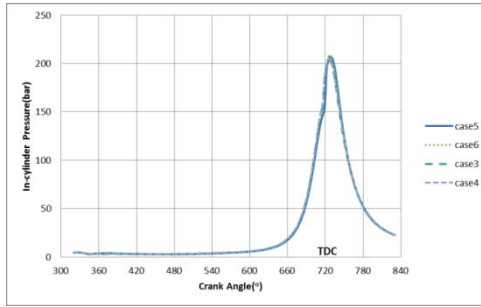


图 19 缸压对比

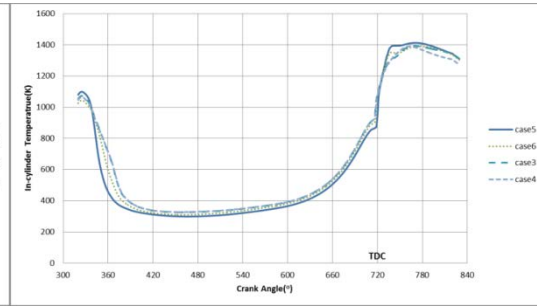


图 20 缸内温度对比

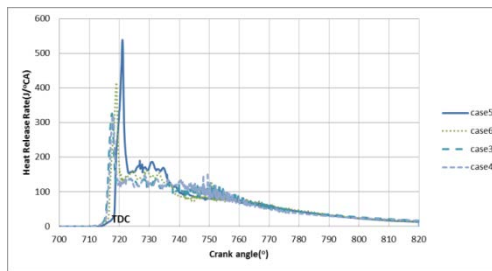


图 21 瞬时放热率

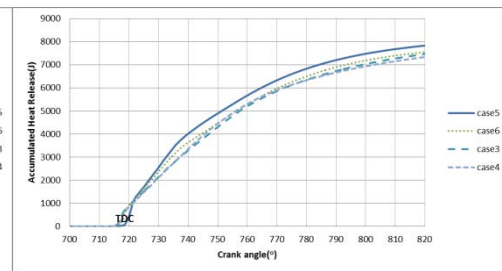


图 22 累积放热率

表 5 燃烧特征参数对比

	CA5/°CA	CA50/°CA	CA90-CA5/°CA
case5	719.8	739.0	65.6
case6	718.2	741.6	68.9
case3	717.2	744.3	72.4
case4	717.6	742.6	70.2

6. 结论

借助 CONVERGE 平台, 对可调涡流燃烧系统换气、油气混合及燃烧过程进行仿真研究。标定模型在流场结构、缸压曲线等方面都取得了与试验数据较好的一致性, 具体表现为:

1. 采用在进气道安装涡流调节阀的方式, 可以实现涡流比 3 的强涡流流场;
2. 涡流促进周向的油气混合, 强涡流加速了预混燃烧阶段的燃烧放热, 燃烧重心提前, 燃烧持续期缩短;
3. 强涡流运动导致缸内传热损失增加, 相同进气流量下着火滞燃期延长。

在未来的工作中, 针对可调涡流燃烧系统在全工况燃烧性能开展工作, 并进一步改善高涡流比进气道的流通性能。

7 参考文献

- [1] CONVERGE 2.3 Manual, 2016.
- [2] Lavison manual of aerosol generator.