

# 预燃室喷油参数对重型柴油机燃烧和排放的影响

陈雨凤<sup>1</sup>, 鹿盈盈<sup>\*1</sup>, 张道陈<sup>1</sup>, 钟翎丰<sup>1</sup>, 裴毅强<sup>2</sup>

(1. 南京工业大学 机械与动力工程学院, 江苏南京 211816; 2. 天津大学, 内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津 300072)

## Effects of Prechamber Fuel Injection Parameters on Combustion and Emissions of a Heavy-Duty Diesel Engine

CHEN Yu-feng<sup>1</sup>, LU Ying-ying<sup>1</sup>, ZHANG Dao-chen<sup>1</sup>, ZHONG Ling-feng<sup>1</sup>, PEI Yi-qiang<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211816, China

2. State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

**Abstract:** A numerical simulation was conducted to investigate the effects of prechamber fuel injection timing and prechamber fuel injection angle on combustion and emissions in a heavy-duty diesel engine with a prechamber combustion chamber. The results showed that the prechamber combustion chamber has the potential to improve indicated thermal efficiency, and certain prechamber configurations can simultaneously reduce NO<sub>x</sub> and soot emissions. The optimized configuration revealed that the sustained turbulence generated by the prechamber disturbs the distribution of unburned mixture in the cylinder, resulting in an increased abundance of mixture near the stoichiometric ratio, leading to more complete combustion and reduced NO<sub>x</sub> and soot emissions. The final optimized configuration (prechamber fuel injection timing of 0°CA ATDC and prechamber fuel injection angle of 54.5°) resulted in a 2.48% reduction in NO<sub>x</sub> emissions and a 21.07% reduction in soot emissions.

**摘要:** 数值模拟研究了预燃室式燃烧室中预燃室喷油定时和预燃室喷油角度对重型柴油机燃烧和排放的影响。结果表明: 预燃室式燃烧室有提高指示热效率的潜力, 部分预燃室方案能够同时降低 NO<sub>x</sub> 和碳烟排放。优化后的方案表明, 预燃室产生的持续湍动能扰动使得缸内未燃混合气重新分布, 当量比为 1 附近混合气增多, 燃烧更加充分, 同时降低了 NO<sub>x</sub> 和碳烟排放。最终优化方案(预燃室喷油定时 0°CA ATDC, 预燃室喷油角度为 54.5°): NO<sub>x</sub> 排放减少 2.48%, 碳烟排放减少 21.07%。

**关键词:** 重型柴油机; 预燃室; 湍动能; 排放

**Key words:** heavy-duty diesel engine; prechamber; turbulence kinetic energy; emissions

中图分类号: TK422

文献标识码: A

## 0 概述

柴油机有热效率高、经济性好、耐久可靠等优点, 在道路运输和非道路移动机械等方面被广泛应

用。但是柴油车颗粒排放占汽车颗粒排放的 90% 以上, NO<sub>x</sub> 占 70% 以上。在面临政策环境与市场转型

收稿日期: xxxx-xx-xx

基金项目: 先进内燃动力全国重点实验室开放研究项目(K2023-01), 江苏省研究生科研与实践创新计划项目(院级)(JXSS-025)

作者简介: 陈雨凤(1999-), 女, 硕士生, 主要研究方向为内燃机燃烧与排放控制, E-mail: brynn2468712196@163.com;

鹿盈盈(联系人), E-mail: yingyinglu1981@njtech.edu.cn.

的情况下,传统燃料汽车短期在节能减排上的努力至关重要<sup>[1]</sup>。

在预燃室射流点火方面, Liu 等<sup>[2]</sup>提出在甲烷发动机上,预燃室点火能够拓宽稀薄燃烧极限,提高发动机热效率,降低 NO<sub>x</sub> 排放,并且连接预燃室与主燃室的通道直径越小,产生的喷射火焰越强烈。在 Biswas 等<sup>[3]</sup>对预燃室射流燃烧过程的研究中,发现不同孔径的预燃室会产生射流点火和火焰点火两种不同的点火方式。预燃室孔径较小时射流火焰在喷孔处易发生淬熄,主要由高温产物射流引燃主燃烧室混合气,称为射流点火;孔径较大时,火焰通过射流孔未完全淬熄,此时主燃室混合气主要由射流火焰引燃。占文峰等人<sup>[4]</sup>试验研究了预燃室混合气状态对燃烧及排放的影响,结果表明:当全局过量空气系数小于 1.4 时,预燃室点火燃油消耗率恶化;当全局过量空气系数大于 1.4 时,预燃室射流点火可以改善热效率。

由于重型柴油机大负荷下油气混合难度大,通过高速射流促进燃烧中后期的油气混合,对于提高燃油经济性、降低碳排放具有重大意义。Konno 等人<sup>[5]</sup>提出了一种扰动燃烧室系统(Combustion Chamber for Disturbance System),该燃烧系统在缸头上安装了一个额外的扰动燃烧室。在主燃室燃烧期间将少量燃油喷入扰动燃烧室,燃烧产生的高压会形成一个冲向主燃室的强射流,该射流导致的强湍流能够扰动主燃室内的混合气,促进主燃室燃烧后期的油气混合和碳烟的氧化,在大负荷工况下能够改善热效率并在 NO<sub>x</sub> 排放不变的情况下大幅减少碳烟排放。Huang 等<sup>[6]</sup>试验研究了不同燃料和不同燃油喷射系统对柴油机性能和排放特性的影响。结果表明,与直喷燃烧系统相比,燃用柴油的非直喷(预燃室)燃烧系统的 NO<sub>x</sub> 排放降低了约 2/3,碳烟排放降低了 70%,但有效热效率降低了 8-10%,燃油消耗率增加了约 7-9%。张志强等<sup>[7]</sup>对重型柴油机大负荷工况下的油气混合过程进行了研究,提出了预燃室射流扰动强化燃烧系统概念并对其进行了初步探索。研究认为预燃室射流的介入能够显著改善主燃室燃烧过程中的油气混合,瞬时放热率峰值升高,燃烧速率加快,燃烧持续期缩短,具有提升指示热效率的潜力。

综上可知,目前关于预燃室对柴油机燃烧和排放方面的研究只进行了初步的探索,而预燃室参数对柴油机燃烧和排放的影响鲜见报道。为了了解预燃室内喷油参数对射流燃烧的影响,笔者从喷油角度和喷油定时入手,在一台重型柴油机模型基础上,计算了不同预燃室喷油角度和喷油定时对缸内燃烧参数和排放的影响,以期对预燃室在重型柴油机上的应用研究提供理论指导。

## 1 试验台架搭建和数值仿真模型

### 1.1 试验台架搭建

试验在一台改装的 6 缸重型柴油机 WP10H 上进行,其主要技术参数如表 1 所示。为满足单缸试验方案的需要,对其第 6 缸进行了改造作为试验用气缸,配备了单独的电控高压共轨燃油供应系统、模拟增压进气系统以及废气再循环(EGR)系统以对燃油状态和缸内状态进行实时准确控制。排气分析仪采用 Horiba 7100 气体分析仪,可以测量排气中的 NO<sub>x</sub>、UHC、CO、CO<sub>2</sub> 和 O<sub>2</sub>。采用 AVL415 烟度计测量碳烟排放。

表 1 试验用柴油机原机计算参数

参数	数值
缸径/mm	116
活塞行程/mm	150
压缩比	18.5
涡流比	1.1
喷油压力/MPa	180
喷孔直径/mm	0.169
喷孔数	8
循环喷油量/mg	180
EGR 率/%	0
转速/(r/min)	1200
进气压力/MPa	0.35
喷油定时/°CA ATDC	-2

### 1.2 主燃室数值仿真模型及合理性验证

应用 CONVERGE 软件,为了后续预燃室结构的研究,对主燃室进行全模型的标定,在全局计算中使用 CONVERGE 软件的自适应网格划分方法

(Adaptive Mesh Refinement, AMR), 可捕捉缸内速度场、温度场以及排放物浓度场并进行网格加密。其中基础网格尺寸设置为 0.004m, 起止点处的计算网格模型切片如图 1。使用湍流模型为 RNG  $\kappa$ - $\varepsilon$  模型<sup>[8]</sup>, 喷雾破碎模型采用 KH-RT 模型<sup>[9,10]</sup>, 喷雾湍流耗散模型为 O' Rourke 模型<sup>[11]</sup>, 喷雾蒸发模型为 Frossling 模型<sup>[12]</sup>, 液滴碰撞模型为 NTC 模型<sup>[13]</sup>, 油束/壁面相互作用模型为 Wall film<sup>[14]</sup>, 壁面传热采用 Boundary Heat Flux<sup>[15]</sup>模型。燃烧模型为 SAGE 详细化学反应模型, 其中化学反应机理有 42 个种类, 168 个化学反应。NO<sub>x</sub> 排放模型采用 Extended Zeldovich Mechanism<sup>[16]</sup>, 碳烟排放模型采用 Hiroyasu 模型<sup>[17]</sup>。

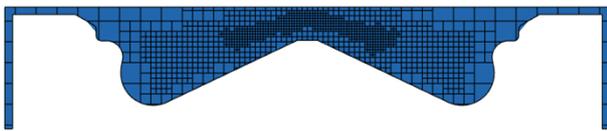


图 1 起止点时计算网格

图 2 为本文的试验验证工况点的模拟与试验对比图, 表 2 为图 2 所示试验验证工况点的排放对比, 模型经过验证, 适合于计算。

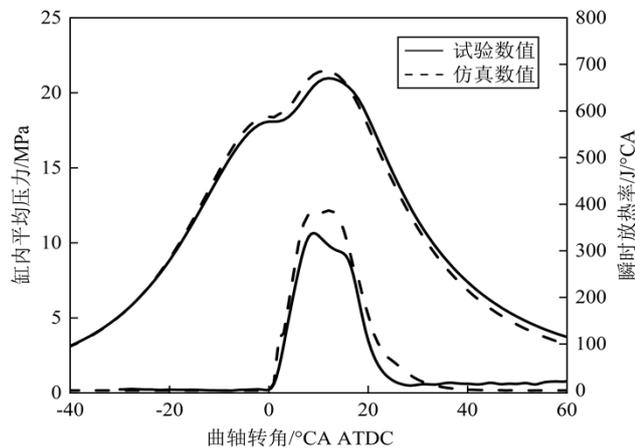


图 2 计算与试验缸压与放热率对比

表 2 试验验证工况的模拟与试验排放数据对比

排放指标	试验/(g/kWh)	仿真/(g/kWh)	误差
NO <sub>x</sub>	8.65	8.59	0.69%
碳烟	0.00412	0.00425	-3.05%

## 2 预燃室式燃烧系统数值仿真模型及方案

由于重型柴油机在燃烧中后期, 尤其是喷油结束后缸内缺乏进一步混合能量的来源, 油气混合变得非常困难。通过预燃室产生的高速射流能够促进燃烧中后期的油气混合, 对于改善发动机燃烧, 降低排放具有重大意义。为了探究预燃室喷油参数对

燃烧过程的影响, 构建预燃室式燃烧室数值仿真模型并对各参数进行模拟计算。

本文固定预燃室容积、通孔和喷油比例, 主要探究预燃室喷油角度(PIA)和预燃室内喷油定时(PIT)的变化对缸内整体燃烧的影响, 具体参数见表 3。图 3 为预燃室式燃烧系统起止点处的计算网格模型, 预燃室计算中主燃室的设置与验证基准工况相同。图 4 为预燃室在 XOZ 平面内的喷油角度( $\theta$ )示意图。

表 3 预燃室各结构参数

项目	参数
预燃室容积比例/%	3
通孔直径/mm	2
通孔倾角/°	30
预燃室喷油比例/%	1
预燃室喷油角度(PIA)/°	74.5/54.5/34.5/14.5
预燃室喷油定时(PIT)/°CA ATDC	-2/0/2/4/6

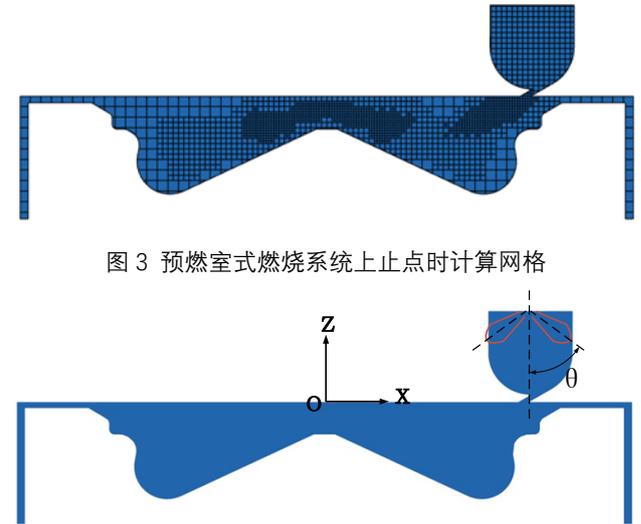


图 3 预燃室式燃烧系统起止点时计算网格

图 4 预燃室在 XOZ 平面内的喷油倾斜角示意图

## 3 结果与讨论

### 3.1 预燃室喷油定时对发动机燃烧和排放的影响

适当的预燃室喷油定时应该在主燃室喷雾火焰充分贯穿的同时, 保证预燃室射流扰动能够强化主燃室燃烧中后期的油气混合、提高燃烧速率。本文固定主燃室 MIT 为 -2°CA ATDC, 选择 PIT 为 -2°CA ATDC, 0°CA ATDC, 2°CA ATDC, 4°CA ATDC 和 6°CA ATDC 进行研究。

图 5 为不同 PIT 下指示热效率的变化情况。总

的来说, PIT 变化带来的指示热效率变化幅度很小,基本控制在 0.8% 以内,与原机相比,降幅不超过 1.5%。以  $PIA=74.5^\circ$  为例,图 6 示出预燃室喷油定时对燃烧相位、缸压峰值的影响。可以看出 PIT 对燃烧相位和缸压峰值影响很小,峰值变动范围在 2% 以内,这也就解释了指示热效率随预燃室喷油定时变化不大的原因,但采用预燃室式燃烧室提前了燃烧相位,提高了缸压峰值,使得燃烧重心更接近上止点,有提高指示热效率的潜力<sup>[18]</sup>。图 7 为 PIT 对能量分布的影响。指示热效率+燃烧损失+壁面传热损失+排气损失=100%<sup>[19]</sup>。从能量分布图可以看出,预燃室式燃烧传热损失是导致指示热效率下降的主要原因。

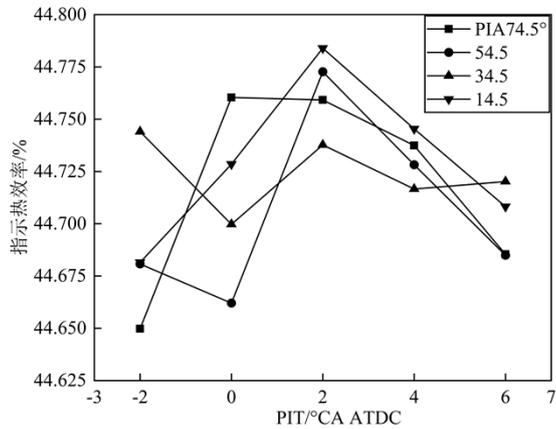


图 5 不同 PIT 对指示热效率的影响

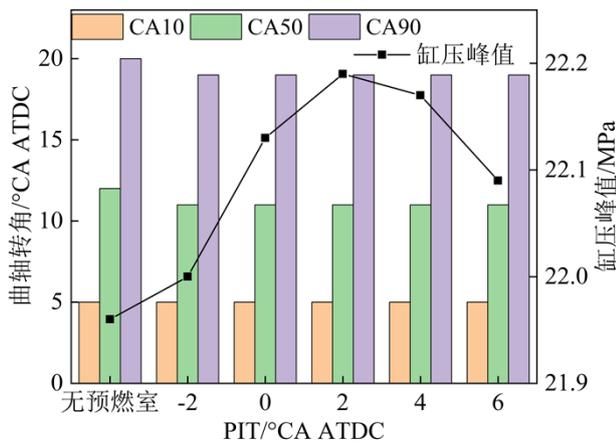


图 6 燃烧相位及缸压峰值

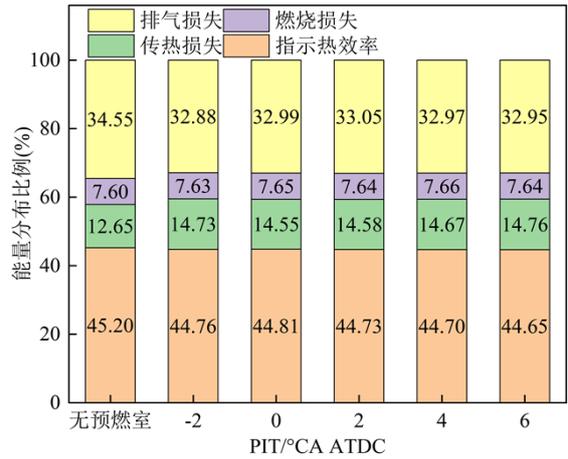


图 7 能量分布图

图 8 和图 9 示出不同 PIT 下对排放的影响,随着 PIT 的变化,碳烟排放先下降后上升,且所有方案碳烟均低于原机。 $NO_x$  排放并未呈现出一定的规律,但在 PIT 为  $-2^\circ CA ATDC$  和  $0^\circ CA ATDC$  时,大部分方案的  $NO_x$  排放低于原机。以预燃室喷油角度  $54.5^\circ$  为例,研究预燃室内喷油定时对排放的影响。

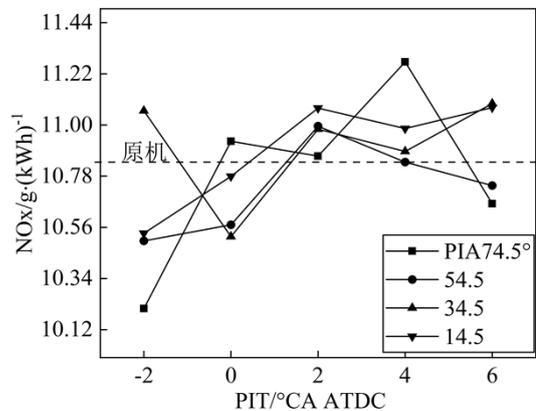


图 8 PIT 对  $NO_x$  排放的影响

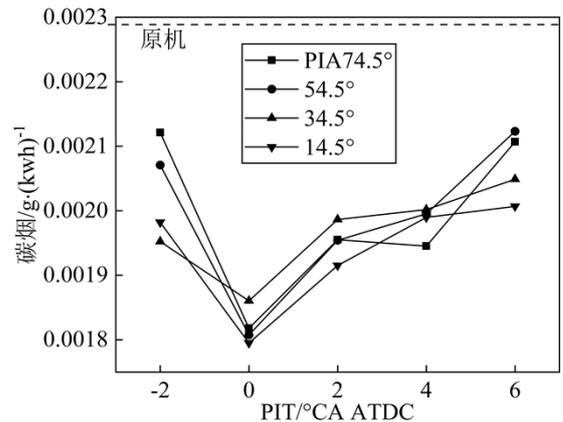


图 9 PIT 对碳烟排放的影响

PIT 一方面会影响预燃室本身的燃烧情况,另一方面还会对主燃室油气混合情况造成影响。图 10 为不同 PIT 下湍动能和当量比云图分布。PIT 不同会引起湍动能作用于主燃室混合气的时刻不同,故需要选择相应时刻进行研究。图 10 示出随 PIT 推迟,由

预燃室形成的湍动能射流作用于主燃室的时刻也相应推迟。当 PIT 为上止点之后时，预燃室内未燃混合气较多，通过连接通道进入主燃烧室的未燃混合气也较多，这是因为预燃室内喷油时活塞正处于下行阶段，未燃混合气容易受到气流影响进入主燃烧

室内。随 PIT 的推迟，湍动能对主燃烧室内混合气分布影响越明显。PIT 推迟至上止点之后，湍动能破坏了燃烧室弧脊对混合气的引导作用，原本向弧脊处发展的混合气由于湍动能的作用向燃烧室凹坑底部发展。

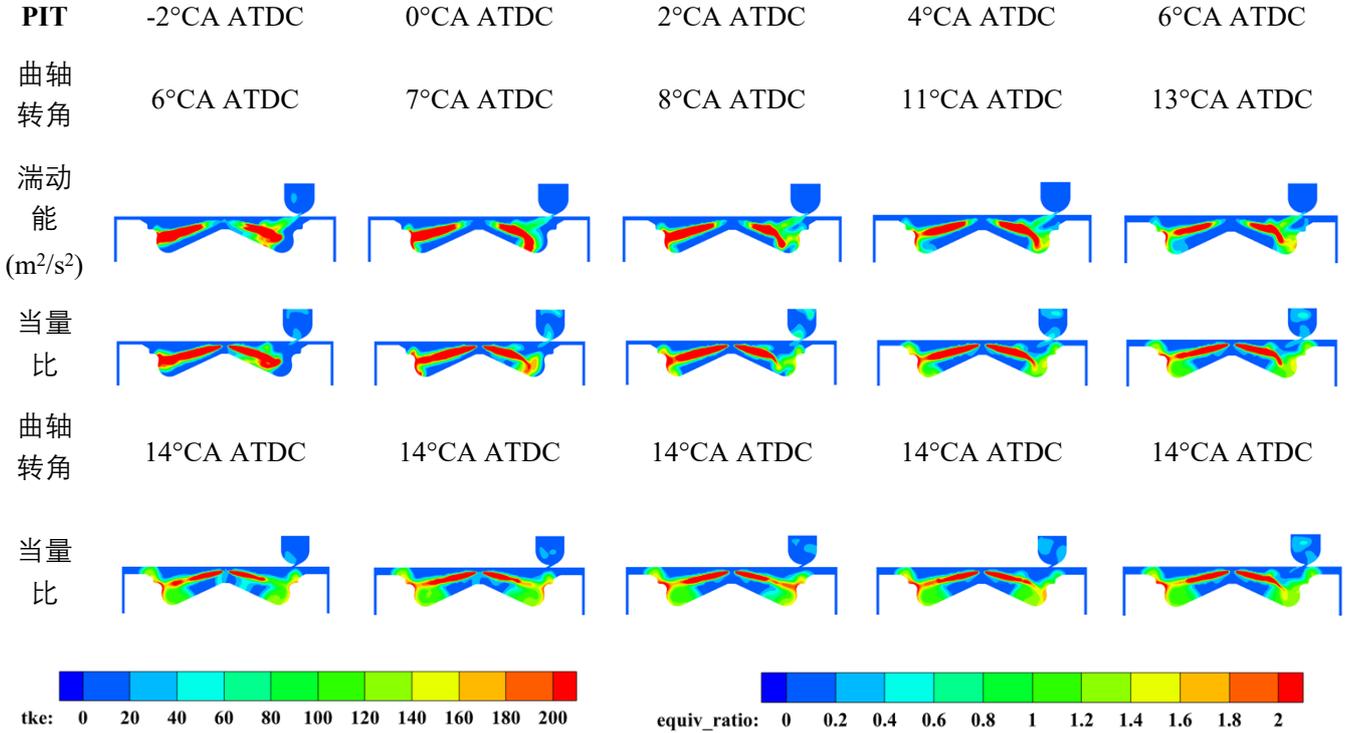


图 10 不同 PIT 下湍动能和当量比云图

图 11 和图 12 分别为不同预燃室喷油定时下的湍动能和  $NO_x$  历程图，图 11 示出预燃室式燃烧室缸内平均湍动能明显大于原机，并且出现两次湍动能峰值。图 12 可以示出 22°CA ATDC 之前，不同预燃室喷油定时下的  $NO_x$  生成曲线并未呈现出明显差异，在 22-33°CA ATDC 期间  $NO_x$  生成曲线出现差异，在 33°CA ATDC 之后基本不变。预燃室故选择 30°CA ATDC 时缸内温度、当量比和  $NO_x$  分布云图进行分析，如图 13 所示。与无预燃室相比，预燃室可以在燃烧后期产生持续的湍动能射流扰动，使得燃烧室凹坑处的混合气重新分布，从而改变了缸内高温分布和  $NO_x$  分布区域。与无预燃室相比，当预燃室喷油定时为 -2°CA ATDC 时，由于湍动能的作用使燃烧室中部分混合气随着气流运动聚积到右侧(预燃室侧)凹坑处，使得该区域从范围较大的稀混合气转为当量比为 1 附近混合气，减少了右侧高温分布范围，从而减少了右侧凹坑处  $NO_x$  浓区。预燃室喷油定时为 0°CA ATDC 时，湍动能作用使燃烧室中部分混合气汇聚至两侧凹坑处，减少了稀燃混合气，能够降

低  $NO_x$  排放。然而当 PIA 继续推迟时，由于湍动能的作用容易使燃烧室一侧稀混合气增多，从而生成  $NO_x$  浓区。

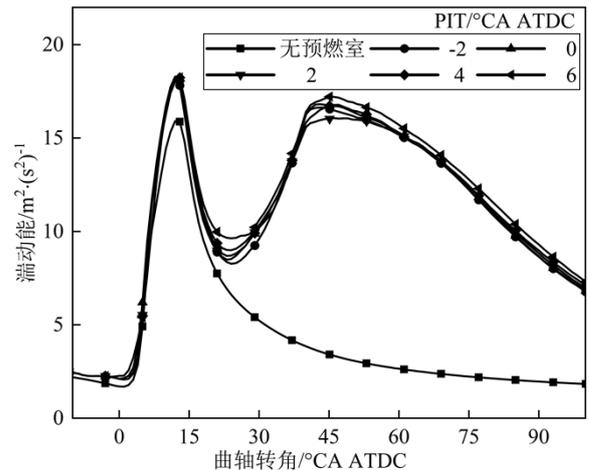


图 11 PIT 对湍动能的影响

图 12 图 12 PIT 对 NO<sub>x</sub> 排放的影响

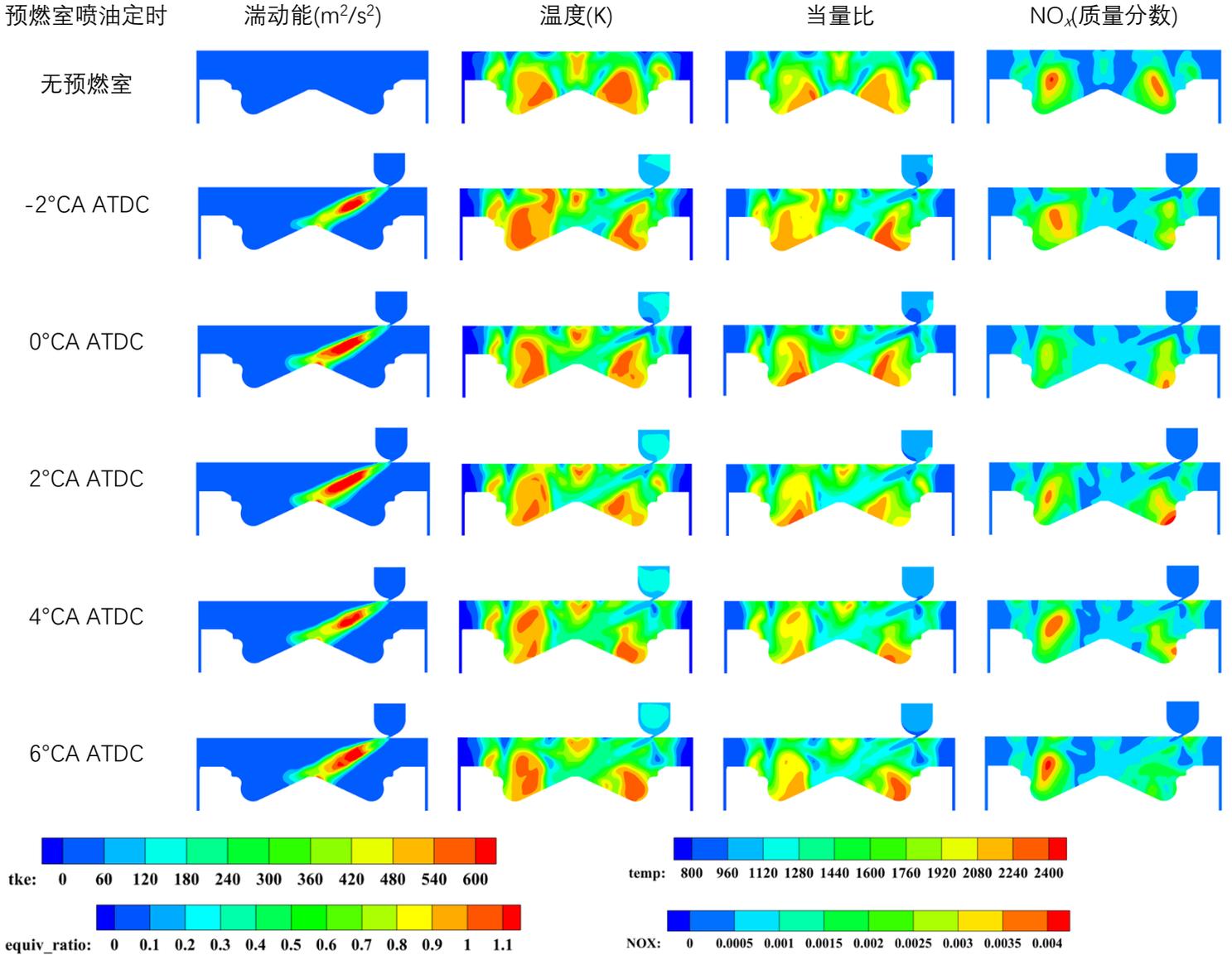
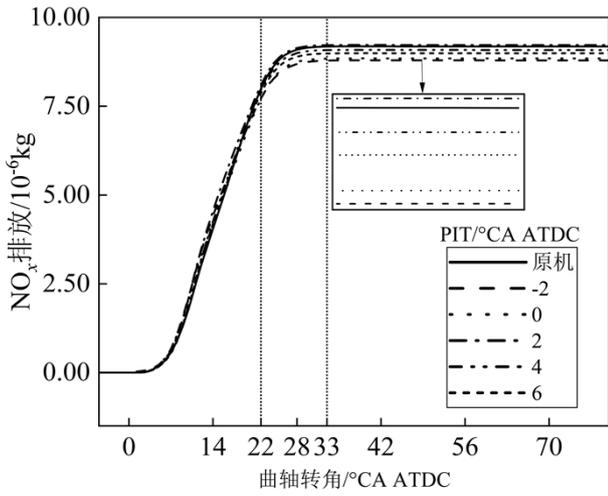


图 13 30°CA ATDC 时缸内云图

碳烟的最终生成量取决于两方面，首先是碳烟的生成，其条件是高温缺氧，其次是碳烟的氧化，条件是高温富氧<sup>[20]</sup>。图 14 为 PIA 为 54.5°时，不同 PIT 下碳烟历程变化图。碳烟在 15°CA ATDC 时达到峰值，在该时刻之前碳烟处在生成阶段，选择 14°CA

ATDC 时云图（图 15）进行分析。可以看出预燃室式燃烧室使得混合气分布范围更广、更均匀，高温分布范围也增大，说明燃烧更加充分，从而使得预燃室式燃烧碳烟生成大都低于无预燃室式。无预燃室时，碳烟生成浓区大都在喷油油束所接触的燃烧

室壁面处，加入预燃室后，预燃室一侧油束受扰动较大，从而影响碳烟分布。当 PIT 为  $-2^{\circ}\text{CA ATDC}$  时，虽然预燃室带来的扰动使得混合气分布更广，但却使得燃烧室靠近预燃室一侧形成了更大的混合气浓区，造成该处生成的碳烟范围也增大。随着 PIT 变化，燃烧室油束之间混合气渐浓，而油束位置当量比浓区范围渐小，这两个位置同时影响碳烟的生成。

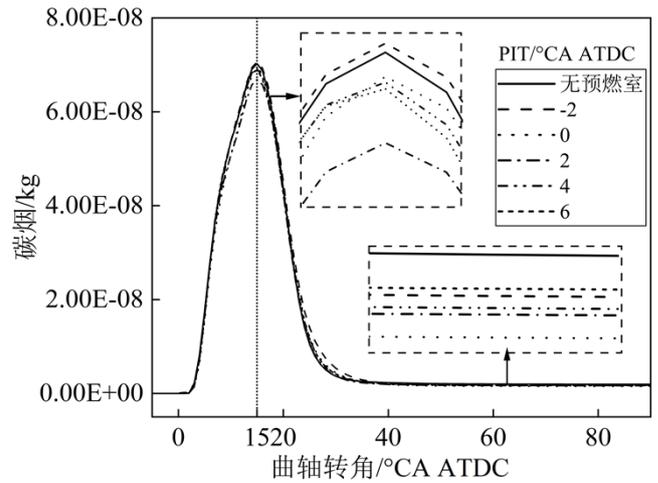
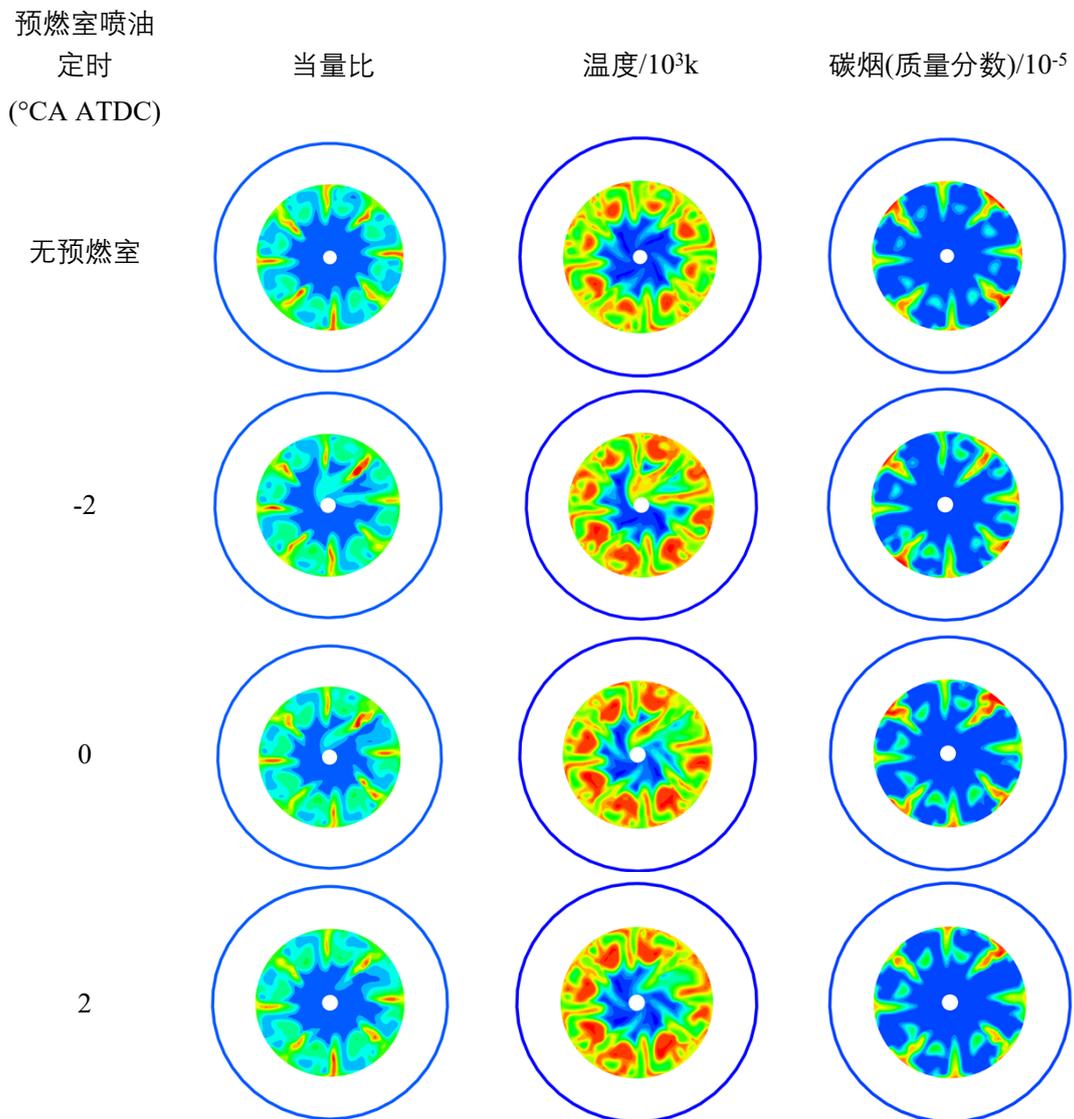


图 14 PIT 对碳烟生成和氧化的影响



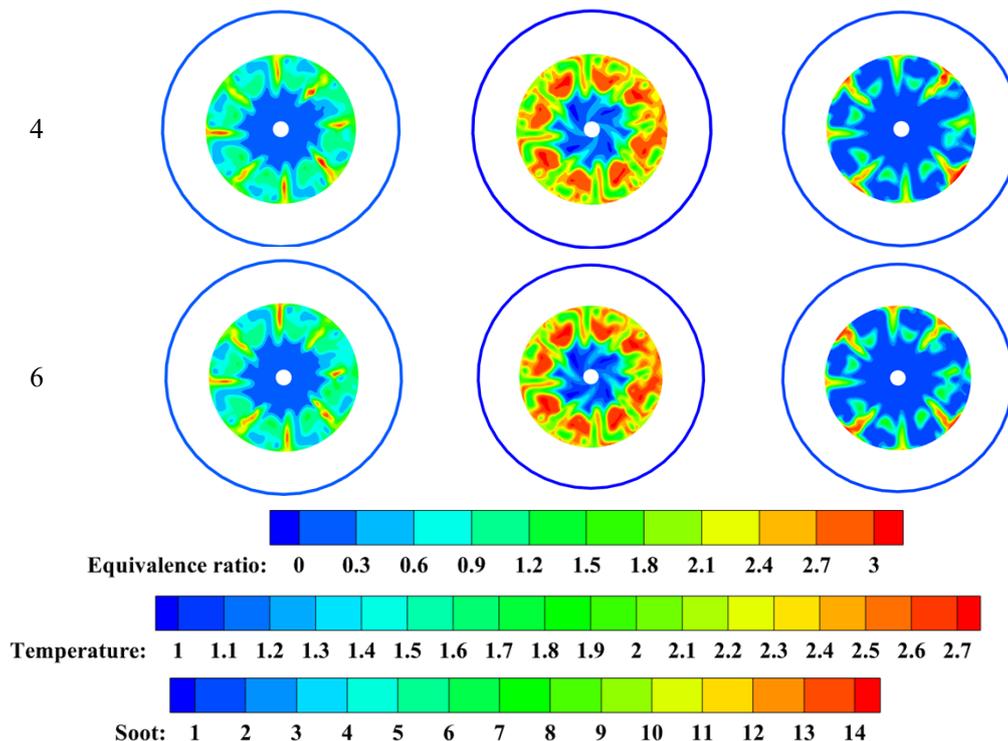
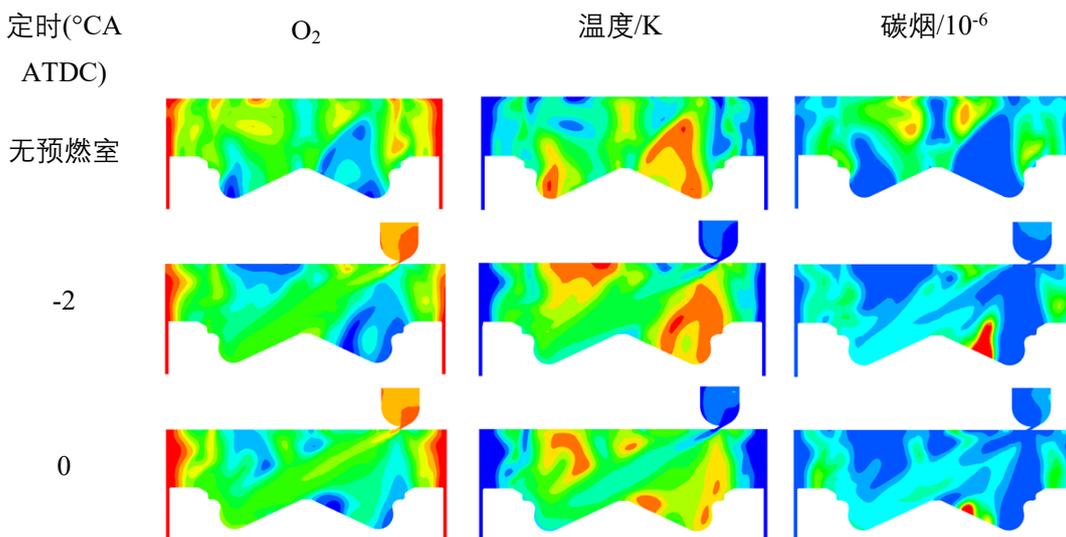


图 15 14°CA ATDC 时缸内云图

图 14 示出从 15°CA ATDC 开始, 碳烟进入氧化阶段, 至 40°CA ATDC 时, 碳烟量基本不再变化。图 16 为 40°CA ATDC 时的缸内云图。无预燃室时, 碳烟分布均匀, 且受温度影响较大, 高温区域几乎无碳烟生成。而预燃室式燃烧室由于后期湍动能作用较强, 预燃室中的氧气随气流进入到主燃室中, 并且由于前期燃烧完全, 缸内温度较高, 加强了碳烟的氧化, 使得缸内碳烟分布区域减小, 大部分区

域浓度降低。当 PIT 为 -2°CA ATDC 时, 在燃烧室凹坑处(靠近预燃室一侧)出现了未被氧化的碳烟浓区。随着 PIT 的推迟, 燃烧室凹坑处(近预燃室一侧)碳烟氧化氛围越好, 该处碳烟随之减少, 但预燃室内碳烟却增加。这解释了碳烟最终生成量随 PIT 推迟先下降后上升的现象。就碳烟排放而言, 应选择 PIT 为 0°CA ATDC。

预燃室喷油  
定时(°CA  
ATDC)



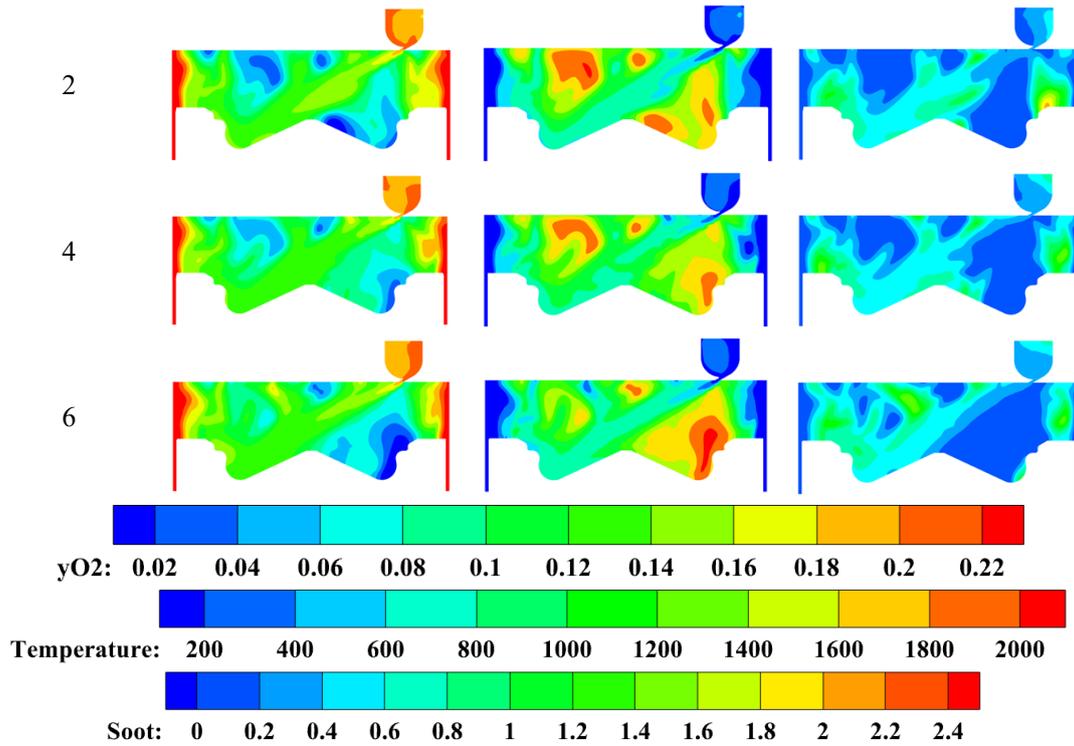


图 16 40°C ATDC 缸内云图

综上所述,就  $\text{NO}_x$  排放而言, PIT 应设定上止点时或上止点之前,合理利用预燃室带来的湍动能的作用使燃烧室中稀燃混合气汇聚当量比为 1 附近的混合气,从而减少  $\text{NO}_x$  浓区。若 PIT 在上止点之后,预燃室前期湍动能及其携带的热射流物质会破坏主燃烧室中火焰的发展,造成预燃室侧燃烧室火焰偏离弧脊位置,往燃烧室凹坑处发展,使燃烧室一侧形成大量稀混合气,燃烧温度高,造成  $\text{NO}_x$  排放增多。就碳烟排放而言,预燃室式燃烧室使得混合气分布范围更广、更均匀,高温分布范围也增大,使得燃烧更加充分,从而使得预燃室式燃烧碳烟生成大都低于无预燃室式且由于后期湍动能作用较强,加强了碳烟的氧化,引起碳烟排放下降。综合考虑  $\text{NO}_x$  和碳烟排放,应选择 PIT 为 0°C ATDC。

### 3.3 PIA 对预燃室燃烧和缸内湍动能的影响

因为预燃室容积只占燃烧室总容积的 3%,且预燃室内喷油量仅有 1%,其燃烧过程中产生的碳烟和  $\text{NO}_x$  排在总排放中占比很小,故不单独对预燃室内产生的排放单独进行研究。但预燃室内燃烧情况会直接影响到主燃烧室。根据上文的研究,选择 PIT 为 0°C ATDC。图 17 和图 18 分别为为 PIT 为 0°C ATDC 时,不同 PIA 下,主燃室内湍动能和预燃室

内当量比分布情况。可见当 PIA 为 74.5° 时,由于预燃室体积较小,喷油角度过大,油束在预燃室壁面形成油膜,不利于预燃室内燃油的完全燃烧,导致第一次湍动能下降的较快。当 PIA 为 14.5° 时,喷油角度过小,导致两股油束未在预燃室中燃烧完全,便随着气流运动通过通道进入了主燃烧室中,导致缸内两次湍动能峰值都较低。综合考虑预燃室内燃烧和缸内湍动能情况,应选择 PIA 为 54.5 或 34.5°。

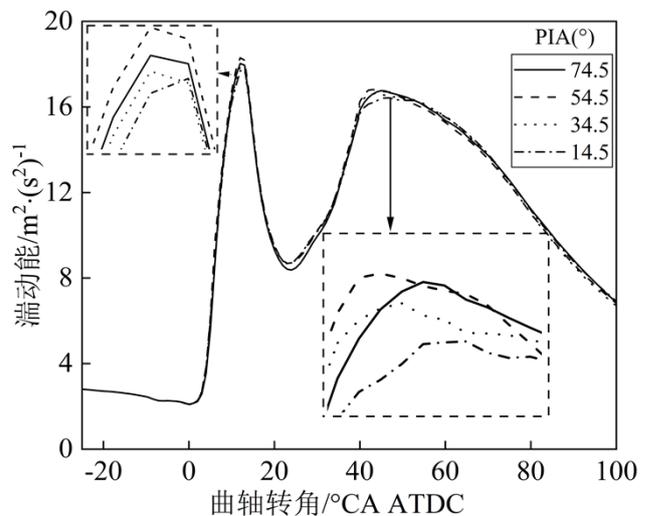


图 17 PIA 对湍动能的影响

74.5°

54.5°

34.5°

14.5°

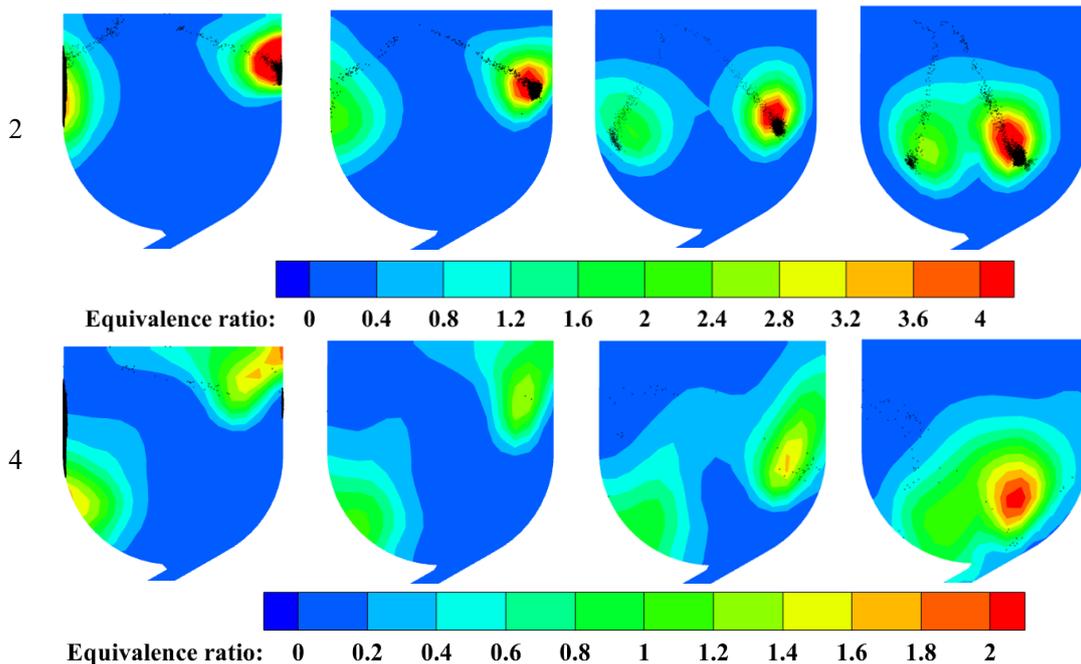


图 18 不同 PIA 下预燃室云图

### 3.4 预燃室式燃烧室优化方案

对表 3 中参数进行组合计算,表 4(见文末)、图 19 和图 20 为预燃室各参数变化对应的指示热效率和排放的计算结果汇总。通过图 5 可以看出预燃室部分方案可以同时降低  $\text{NO}_x$  和碳烟排放,大部分预燃室方案碳烟排放与原机相比大幅度降低。图 6 示出所有预燃室方案都使得指示热效率降低,但降低幅度控制在 1%左右。

由上文可知, PIT 为  $0^\circ\text{CA}$  时,预燃室式燃烧室带来的湍动能效益能够在不破坏主燃室燃烧火焰的情况下,减少  $\text{NO}_x$  和碳烟排放,且合适的 PIA 能够使预燃室内燃烧充分,增大湍动能效益。综上所述,选择方案 6 为最终的预燃室方案,在指示热效率不明显降低的前提下, $\text{NO}_x$  排放降低 2.48%,碳烟排放下降 21.07%

图 19 预燃室参数对排放的影响

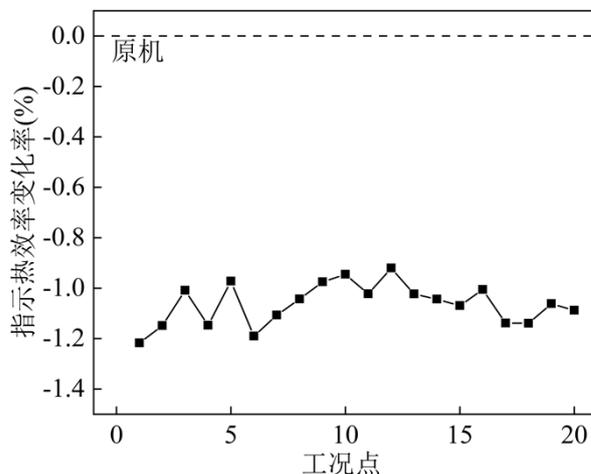


图 20 预燃室参数对指示热效率的影响

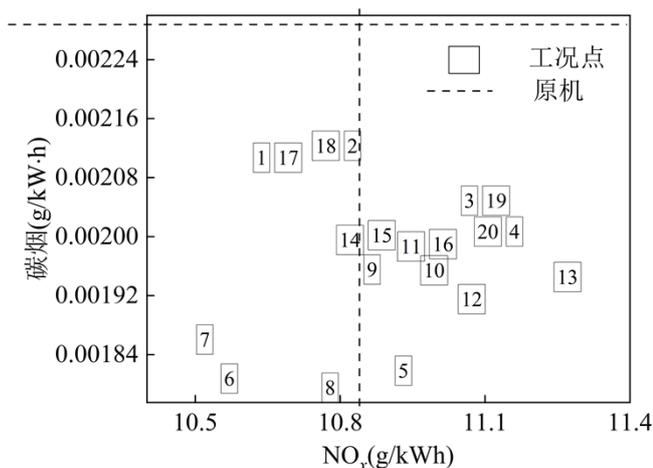


表 4 预燃室内不同喷油参数计算结果汇总

预燃室方案	PIT ( $^\circ\text{CA}$ )	PIA( $^\circ$ )	$\text{NO}_x$	碳烟
-------	---------------------------	-----------------	---------------	----

	ATDC)			
原机	/	/	10.84g/kWh	0.00229g/kWh
1	-2	74.5	-5.81%	-7.37%
2	-2	54.5	-3.12%	-9.58%
3	-2	34.5	2.04%	-14.75%
4	-2	14.5	-2.82%	-13.45%
5	0	74.5	0.84%	-20.61%
6	0	54.5	-2.48%	-21.07%
7	0	34.5	-0.56%	-21.62%
8	0	14.5	-5.57%	-16.16%
9	2	74.5	0.24%	-14.62%
10	2	54.5	1.43%	-14.66%
11	2	34.5	1.31%	-13.26%
12	2	14.5	2.15%	-16.37%
13	4	74.5	3.98%	-15.06%
14	4	54.5	0.00%	-12.87%
15	4	34.5	0.43%	-12.59%
16	4	14.5	1.33%	-13.12%
17	6	74.5	-1.65%	-8.00%
18	6	54.5	-0.93%	-7.29%
19	6	34.5	2.33%	-10.53%
20	6	14.5	2.17%	-12.37%

## 4 结论

(1) 预燃室式燃烧室能够提前燃烧相位和提高缸压峰值，有提高指示热效率的潜力；但由于较大容积比导致传热损失较大，使得指示热效率稍有下降。

(2) 预燃室产生的持续湍动能作用使得缸内混合气重新分布，从而改变缸内高温分布区域。保持主燃室喷油定时-2°CA ATDC 不变，随着 PIT 推迟，预燃室形成的湍动能作用于主燃烧室的时刻也相应推迟。当 PIT 为-2 和 0°CA ATDC 时，燃烧室一侧由于湍动能带来的气流运动使得部分稀混合气转变为当量比为 1 附近的混合气，从而减少 NO<sub>x</sub> 排放生成。

(3) 预燃室式燃烧室使得缸内燃烧更加充分，碳烟生成大都低于无预燃室式。随 PIT 推迟，燃烧室凹坑处（近预燃室一侧）碳烟氧化氛围越好，该处碳烟随之减少，但预燃室内碳烟却逐渐增加。当 PIT 为 0°CA ATDC 时，碳烟排放表现较佳。

(4) 预燃室内燃烧和整体湍动能受到 PIA 的影响，PIA 为 74.5 时，在预燃室形成油膜；PIA 为 14.5°时，

部分未燃混合气通过通道进入主燃烧室中。最终选择 PIA 为 54.5°，PIT 为 0°CA ATDC，NO<sub>x</sub> 排放降低了 2.48%，碳烟排放下降 21.07%。

### 参考文献：

- [1] 国务院办公厅印发《新能源汽车产业发展规划(2021—2035 年)》[J]. 汽车零部件, 2020(12):33.
- [2] Liu X L, Echeverri M M, Sanal S, et al. Computational assessment of the effects of pre-chamber and piston geometries on the combustion characteristics of an optical pre-chamber engine[J]. Fuel, 2023, 341.
- [3] Biswas S, Tanvir S, Wang H, et al. On ignition mechanisms of premixed CH<sub>4</sub>/air and H<sub>2</sub> /air using a hot turbulent jet generated by pre-chamber combustion[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 106: 925-937
- [4] 占文锋, 罗亨波, 陈泓, 等. 预燃室射流点火对汽油发动机性能影响[J]. 内燃机学报, 2022, 40(03):193-199. ZHAN W F, LUO H B, CHEN H, et al. Effect of Pre-Chamber Jet Ignition on Gasoline Engine

- Performance[J]. Transactions of Csice, 2022, 40(03):193-199.
- [5] Konno M, Chikahisa T, Murayama T. Reduction of smoke and  $\text{NO}_x$  by strong turbulence generated during the combustion process in D.I. Diesel engines [C]. SAE International, 1992, doi:10.4271/920467.
- [6] Huang J C, Lin L, Wang Y D, et al. Experimental study of the performance and emission characteristics of diesel engine using direct and indirect injection systems and different fuels. Fuel Processing Technology, 92: 1380-1386, 2011.
- [7] 张志强. 高充量强混合技术对重型柴油机燃烧和排放的影响[D]. 天津: 天津大学机械工程学院, 2021.
- [8] Han Z.Y, Reitz R.D, Turbulence modeling of internal combustion engine using RNG  $k - \epsilon$  model. Combust sci technol 1995, 106(46): 267-295.
- [9] Reitz R D, Bracco F V. Mechanisms of Breakup of Round Liquid Jets [J]. Encyclopedia of Fluid Mechanics, 1986.
- [10] Ricart L, Xin J, Bower G, and Reitz R D. In-Cylinder Measurement and Modeling of Liquid Fuel Spray Penetration in a Heavy-Duty Diesel Engine[C]//SAE Paper. Detroit, Michigan, USA, 1997, 971591.
- [11] O' Rourke P J. Collective drop effects on vaporizing liquid sprays[D]. Princeton N J: Princeton University, 1981.
- [12] Amsden A A, Orourke P J, Butler T D. KIVA-2: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays [J]. Nasa Stirecon Technical Report N, 1989, 89.
- [13] Schmidt D P , Rutland C J. A new droplet collision algorithm[J]. Journal of Computational Physics, 2000, 164(1):62-80.
- [14] Hong Liu, Yan' an Yan, Hongchao Yin, et al. An analytical solution for wall-film heating and evaporation [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer: A Rapid Communications Journal, 2017, 87: 125-131.
- [15] Li B, Brink A, Hupa M. Simplified model for determining local heat flux boundary conditions for slagging wall [J]. Energy & Fuels, 2009, 23(4): 3418-3422.
- [16] Flower W L, Hanson R.K, Kruger C.H. Kinetics of the reaction of nitric oxide with hydrogen[C]//In:15th international symposium on combustion, Tokyo, Japan, 25-31 August 1975: 823-832.
- [17] Hiroyasu H, Nishidak. Simplified Three-Dimensional modeling of mixture formation and combustion in a DI diesel engine[J]. Oil & Science and Technology, 1989, 54(2): 251-257
- [18] 刘瑞, 黄立, 吕兴才等. 不同环境温度下增压压力对柴油机性能的影响[J]. 内燃机学报, 2022, 40(06):489-494. LIU R, HUANG L, LV X C, et al. Effect of Intake Pressure on the Performance of a Diesel Engine Under Different Ambient Temperature[J]. Transactions of Csice, 2022, 40(06):489-494.
- [19] Lu Y Y, Fan C, Liu Y Z, et al. Effects of speed extension on PCCI combustion and emissions in a heavy-duty diesel engine at medium load [J]. FUEL, 2022, 313.
- [20] 何旭, 徐一凡, 王路, 等. 柴油温度对燃烧火焰温度和碳烟生成的影响[J]. 内燃机学报, 2021, 39(02):97-105. HE X, XU YF, WANG L, et al. Influence of Diesel Temperature on Combustion Flame Temperature and Soot Formation Characteristics[J]. Transactions of Csice, 2021, 39(02):97-105.