

预燃室点火式汽油机稀薄燃烧特性仿真研究

尹丛勃, 樊景智, 孙跃东, 张振东

(上海理工大学 机械工程学院, 上海 200093)

摘要: 针对被动预燃室增压直喷汽油机开展仿真研究, 建立了预燃室点火发动机三维仿真模型, 采用三次喷射策略形成稀薄燃烧环境(过量空气系数 $\lambda=1.3$), 通过仿真方法对不同工况下的气体流动、喷雾、燃烧以及排放特性进行了研究。仿真计算结果表明: 主燃烧室内形成明显的滚流进气, 燃烧后期最大湍流动能(turbulence kinetic energy, TKE)可超过 $150 \text{ m}^2/\text{s}^2$, 但进一步推迟点火时刻至 715° 曲轴转角, 最大 TKE 会下降至 $110 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 左右。射流火焰喷射过程中呈现明显不均特点, 右侧喷孔火焰扩散较快, 左侧个别喷孔内射流火焰扩散较慢。大负荷下, 通过推迟点火时刻, 有效降低了主燃烧室及预燃室的最高温度, 从而降低最大压力及 NO_x 和 CO 的排放, 主燃烧室中 NO_x 的最大质量浓度降低了约 54%, CO 的最大质量分数降低了约 30%。

关键词: 被动预燃室; 汽油机; 稀薄燃烧; 仿真研究

中图分类号: U 464.149

文献标志码: A

Simulation study on lean-burn combustion characteristics of gasoline engine with pre-chamber ignition

YIN Congbo, FAN Jingzhi, SUN Yuedong, ZHANG Zhendong

(School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: The simulation study was carried out on a turbocharged direct injection gasoline engine with a passive pre-chamber. The three-dimensional simulation model of pre-chamber ignition engine was established, and the lean-burn combustion environment (excess air coefficient $\lambda=1.3$) was formed by using the three injection strategy. The gas flow, spray, combustion and emission characteristics at different working conditions were studied by simulation. The simulation results show that a significant tumble flow of intake air is formed in the main chamber, and the maximum turbulence kinetic energy (TKE) at the end of combustion can exceed $150 \text{ m}^2/\text{s}^2$, but further delaying the ignition time to 715° crank angle, the maximum TKE will drop to about $110 \text{ m}^2/\text{s}^2$. During the jet flame spraying process,

收稿日期: 2024-01-11

基金项目: 上海市科委地方能力建设项目(21010503000)

通信作者: 尹丛勃(1981—), 男, 讲师。研究方向: 内燃机燃烧及排放控制研究。E-mail: yincongbo@usst.edu.cn

引文格式: 尹丛勃, 樊景智, 孙跃东, 等. 预燃室点火式汽油机稀薄燃烧特性仿真研究[J]. 上海理工大学学报, 2025, 47(2): 168-178.

Citation: YIN Congbo, FAN Jingzhi, SUN Yuedong, et al. Simulation study on lean-burn combustion characteristics of gasoline engine with pre-chamber ignition[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2025, 47(2): 168-178.

there is a significant imbalance, with the jet flame spreading faster from the right-side nozzles, while the jet flame spreading slower in individual left-side nozzles. By delaying the ignition time under heavy load, the maximum temperatures of the main chamber and the pre-chamber are effectively reduced, thus reducing the maximum pressure and emissions of NO_x and CO. The maximum mass concentration of NO_x in the main chamber is reduced by about 54%, and the maximum mass fraction of CO is reduced by about 30%.

Keywords: *passive pre-chamber; gasoline engine; lean-burn combustion; simulation study*

内燃机及汽车工业的发展与能源和环境问题密切相关，减少燃料消耗和排放物是内燃机未来的两个主要目标，这对能源效率、能源成本 and 环境污染至关重要^[1]。实现这两个目标的主要方法之一是实现稀薄燃烧。目前，稀薄燃烧的解决方案主要包括新型燃烧室设计^[2]、点火系统优化^[3]、燃料替代技术^[4]等。

稀薄燃烧是一种降低汽油机油耗和减少污染物排放的前沿燃烧技术，该技术可突破传统汽油机空燃比燃烧边界，实现低温燃烧。很多研究表明，高度稀燃时这些优势会更加明显^[5]。但稀薄燃烧存在着火困难、点火不可靠、燃烧不稳定、燃烧速度低等问题，限制了其在车用汽油机上的广泛应用^[6-7]。在已开发出的稀薄燃烧汽油机上，燃烧稳定性和三元催化剂不兼容是两大主要问题^[8]。目前，主要采用先进的控制及排放后处理技术，实现稀薄燃烧的应用^[9]。

稀燃系统可以明显降低燃烧温度，从而减少 NO_x 生成^[10]。实现缸内稀薄燃烧需要高点火能量和较长的点火持续时间^[11]。在稀薄操作条件下，针对传统火花塞系统难以实现高质量燃烧的特点^[12]，已经开发了许多新的点火系统，其中最有力的是预燃室射流点火系统。有研究表明，预燃室点火系统在提高发动机效率和降低燃料消耗方面明显优于传统火花点火发动机^[13]。

蔡文远等^[14]采用高能点火有效拓宽了汽油机均值稀薄燃烧的空燃比极限；吴锡江等^[15]研究了稀燃条件下采用高能点火的汽油机特性表现，发现对于持续放电式高能点火系统，提升放电功率是提升燃烧稳定性的有效措施；Attard 等^[16]在压缩比为 10.4 的轻型汽油火花点火发动机上设计了主动预燃室，将稀薄极限扩展到过量空气系数 $\lambda=2$ ，具有稳定的燃烧和极低的 NO_x 排放。进一步的研究表明，预燃室点火的峰值发动机效率比传统火花点火模式高 20%^[17]，峰值净指示热效率达

到 42.8%^[18]。此外，预燃室点火还具有较高的爆震耐受性和强劲的点火性能^[19]，可实现更高的压缩比。

在直喷汽油机工作过程中，通常采用进气增压以及复杂的燃油喷射策略配合点火过程，实现对燃烧过程的优化。为了理解增压进气方式，揭示预燃室点火方式在复杂喷射策略下的工作过程，分析稀薄环境预燃室点火对燃烧过程的影响规律，本文采用计算流体力学 (computational fluid dynamics, CFD) 仿真方法，对特定工况下预燃室点火发动机的进气及混合气形成过程、燃烧及排放物生成过程进行研究。得到了预燃室和主燃烧室在燃烧过程中平均湍流动能 (turbulence kinetic energy, TKE)、空燃比、温度以及燃烧排放物的动态变化数据，分析了预燃室和主燃烧室在燃烧过程中的火焰传播过程，以及速度场、温度场和压力场的变化过程。

1 仿真模型及试验验证

1.1 仿真模型

预燃室式点火发动机的工作过程包括进气过程、压缩过程、点火过程、燃烧过程，并且燃烧过程被分成两个阶段进行，即预燃阶段和主燃阶段。为了准确描述预燃室式发动机的工作过程和燃烧过程，需要将计算区域划分为进排气道、预燃室和主燃烧室 3 个部分。其中，进排气道负责气体的进出，预燃室和主燃烧室则是燃烧过程的关键区域。图 1 为预燃室火花塞发动机及预燃室模型示意图。

计算网格的单元尺寸如表 1 所示。由于结构复杂，不同区域使用不同大小网格，最小网格尺寸为 0.25 mm。本研究中 CFD 模型的计算网格如图 2 所示，计算过程中的总网格数为 680 251。计算过程中时间步长不同，喷雾和燃烧过程使用较

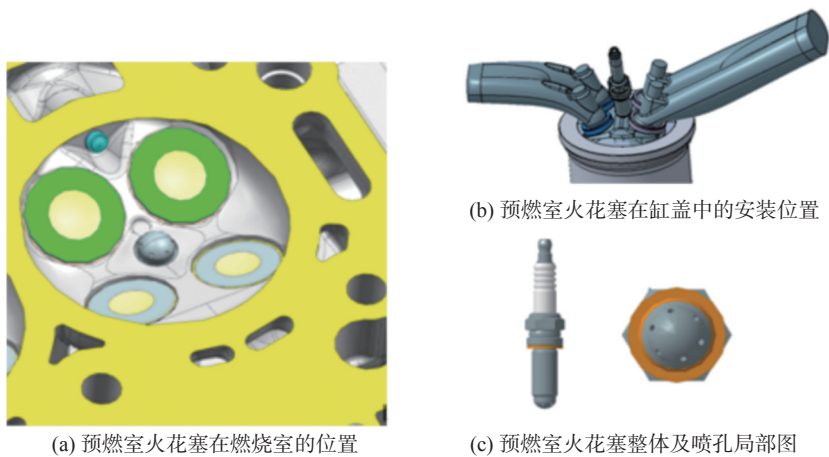


图1 预燃室火花塞发动机及预燃室模型示意图

Fig.1 Schematic diagram of pre-chamber spark plug engine and pre-chamber model

表1 不同部件的计算网格单元尺寸

Tab.1 The cell sizes for the computational meshes for different parts

网格区域	网格大小/mm
预燃室、孔口	0.25~1
活塞、主燃烧室	0.5~1
气缸套、进气口	0.5~2
进气阀、排气阀	1

小的步长，每个步长对应的曲轴转角为 $0.1^{\circ}\sim 0.5^{\circ}$ 。

针对特定问题，选择合适的模型对获得物理上合理的模拟结果至关重要。缸内流动和湍流效应采用由 Hanjalic 等^[20]开发的四方程湍流模型，即 $k-\zeta-f$ 模型进行计算。

采用 Liu 等^[21]提出的波动模型来预测液体液滴的破碎情况。将 O'Rourke^[22]提出的喷雾碰撞模型添加到 AVL-FIRE 代码中，计算利用了 Jiro 等^[23]开发的喷雾/壁面相互作用模型。液滴加热和蒸发过程采用 Dukowicz^[24]开发的模型进行模拟。

燃烧模型采用 AVL-FIRE 中的扩展拟序火焰模型 (extended coherent flame model, ECFM)，它是在拟序火焰模型 (coherent flame model, CFM) 的基

础上发展而来，能够更精确地模拟燃烧过程。ECFM 可与喷雾模型完全耦合，并且可以实现包含废气再循环 (exhaust gas recirculation, EGR) 影响和 NO_x 形成的分层燃烧。其化学反应机理为

$$\text{C}_n\text{H}_j\text{O}_l + \left(n + \frac{j}{4} - \frac{l}{2}\right)\text{O}_2 \rightarrow n\text{CO}_2 + \frac{j}{2}\text{H}_2\text{O} \quad (1)$$

$$\text{C}_n\text{H}_j\text{O}_l + \left(\frac{n}{2} - \frac{l}{2}\right)\text{O}_2 \rightarrow n\text{CO} + \frac{j}{2}\text{H}_2 \quad (2)$$

式中， n 、 j 、 l 分别是燃料的碳、氢和氧原子数目。

AVL-FIRE 中 ECFM 的拉伸因子设定为 0.5。拉伸因子的增加会强化火焰表面密度，从而缩短燃烧阶段并加快燃烧速度。点火模型采用球形点火模型，在该模型中点火位置会释放一个球形火焰核。根据 AVL-FIRE 软件的推荐值，火焰核半径和点火持续时间分别设定为 3 mm 和 0.000 3 s。

采用涡流角速度和涡流比来描述气缸内部气流运动。涡流角速度 ω 定义如下：

$$\omega = \frac{\sum_{i=1}^a m_i [(y_i - y_0)w_i - (z_i - z_0)v_i]}{\sum_{i=1}^a m_i [(z_i - z_0)^2 + (y_i - y_0)^2]} \quad (3)$$

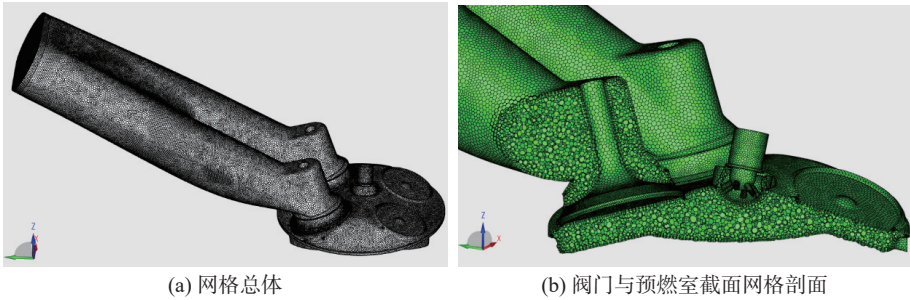


图2 计算区域网格

Fig.2 The grids of calculation area

式中: a 表示网格面的数量; m_i 表示网格质量; y_i 、 z_i 表示单个网格单元质心的笛卡尔坐标; (y_0, z_0) 表示旋转轴在平面内的投影坐标; v_i 、 w_i 分别表示 y 轴和 z 轴方向上的速度分量。

涡流比是涡流角速度与发动机角速度之比, 公式为

$$\mathcal{R}_x = \frac{\omega}{N} \tag{4}$$

式中: $\mathcal{R}_x$ 表示围绕 x 轴旋转的涡流比; N 表示发动机角速度。在本研究中, 气缸轴在 z 轴方向上, 围绕 x 轴方向的涡流比定义为滚流比。滚流比越大, 圆柱体内部的滚流强度就越强。

平均湍流动能的定义如下:

$$k_{\text{avg}} = \frac{1}{2} \frac{\sum_{i=1}^a m_i (u_{ix}^2 + u_{iy}^2 + u_{iz}^2)}{\sum_{i=1}^a m_i} \tag{5}$$

式中: u_{ix} 、 u_{iy} 、 u_{iz} 分别是 x 、 y 和 z 方向上波动速度的分量。

燃空当量比公式为

$$\Phi = \frac{\rho}{1-\rho} \cdot \frac{m_a}{m_f} \tag{6}$$

式中: ρ 表示混合物燃料的质量浓度; m_a 表示

空气质量; m_f 表示燃料质量; $\frac{m_a}{m_f}$ 为化学计量空燃比。

附着在气缸壁面和活塞上的平均燃料液体油膜质量定义为

$$m_{\text{avg}} = \left(\sum_{i=1}^a m_{fi} S_i \right) / \sum_{i=1}^a S_i \tag{7}$$

式中: m_{fi} 表示网格中液体燃料的质量; S_i 表示网格的投影面积。

1.2 试验台架

本研究使用了一台缸内直喷单缸发动机, 原型机上装配了自行设计开发的预燃室式火花塞, 采用普通火花塞点火, 在当量燃烧模式下进行试验。图 3 为发动机试验台架示意图。

试验中, 使用缸压传感器 Kistler 6052C 实时监测发动机缸内压力; 使用含电荷放大器的燃烧分析仪 AVL Indicom 监测并记录缸压、放热率、燃烧相位等参数; 使用监控系统 ETAS-630 监测发动机排气管处的过量空气系数和排放物(主要包括氮氧化物、一氧化碳和碳氢化合物等有害气体)的体积分数; 使用电子控制单元(electronic control unit, ECU)来控制点火电压和持续时间, 以改变

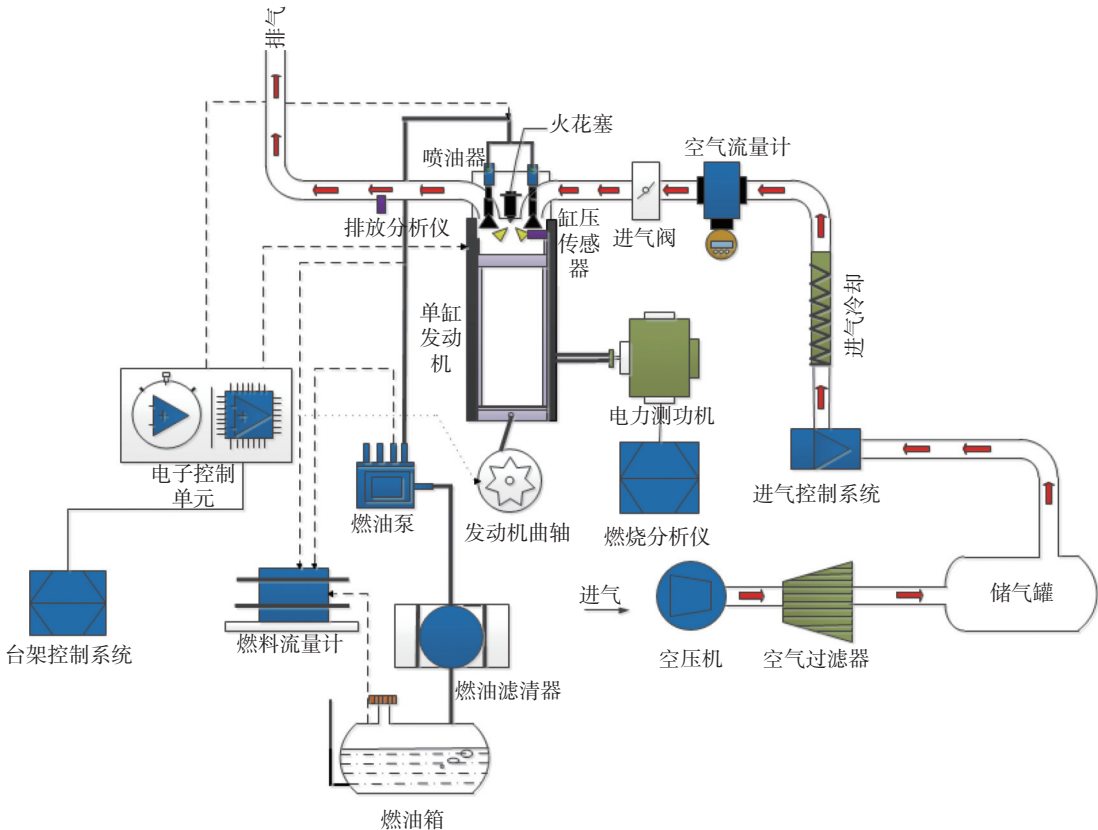


图 3 试验台架示意图

Fig.3 Schematic diagram of the test bench

点火能量, 从而对进排气相位、进排气升程、节气门、喷油器以及点火等发动机执行器进行控制。通过采用并行结构, 可以在试验过程中实现对多个执行器进行同步控制。试验中每隔 0.5° 曲轴转角进行一次数据记录。测试发动机及试验台主要设备参数值/规格如表 2 所示。试验过程中, 一般是选择最大扭矩时的点火提前角, 其为压力峰值变化量小于 0.4 MPa 以内的最大扭矩提前角。但在本试验过程中, 随着点火角的提前, 爆震指数和燃烧循环变动增加, 因此每种工况下的爆震临界提前角被选择了。同时, 为了确保发动机的稳定性, 控制发动机燃烧循环的变动在 3% 以内。

表 2 发动机及测试设备主要参数

Tab.2 Main parameters of engine and test equipments

参数/设备	参数值/型号
缸径/mm	72.6
冲程/mm	80.2
连杆长度/mm	138.0
压缩比	15.54
燃油标号	92号
燃烧分析仪	AVL indicom
电力测功机	AVL PUMA
缸压传感器	Kistler 6052C
排放分析仪	Fofen FGA-4100

1.3 仿真模型验证

为验证仿真模型的准确性, 对比了 3 种工况即平均有效指示压力为 1.0、1.2、1.4 MPa 下的试验与仿真的气缸压力, 结果见图 4。结果表明, 二者吻合度较高。可见, 仿真结果可以较好地预测缸内的燃烧过程及发动机性能, 为后续研究奠定了基础。

2 气体流动及喷雾特性分析

2.1 气体流动特性

图 5 为 1.0、1.2、1.4 MPa 工况下, 主燃烧室和预燃室的混合气质量从进气阶段到燃烧阶段的变化曲线。在进气阶段, 主燃烧室缸内的混合气质量缓慢提升。在 510° 曲轴转角时进气门关闭, 之后主燃烧室缸内的混合气质量基本保持不变。随着活塞的逐渐上行, 主燃烧室内的可燃混合气逐渐被推入预燃室, 预燃室内的混合气质量在

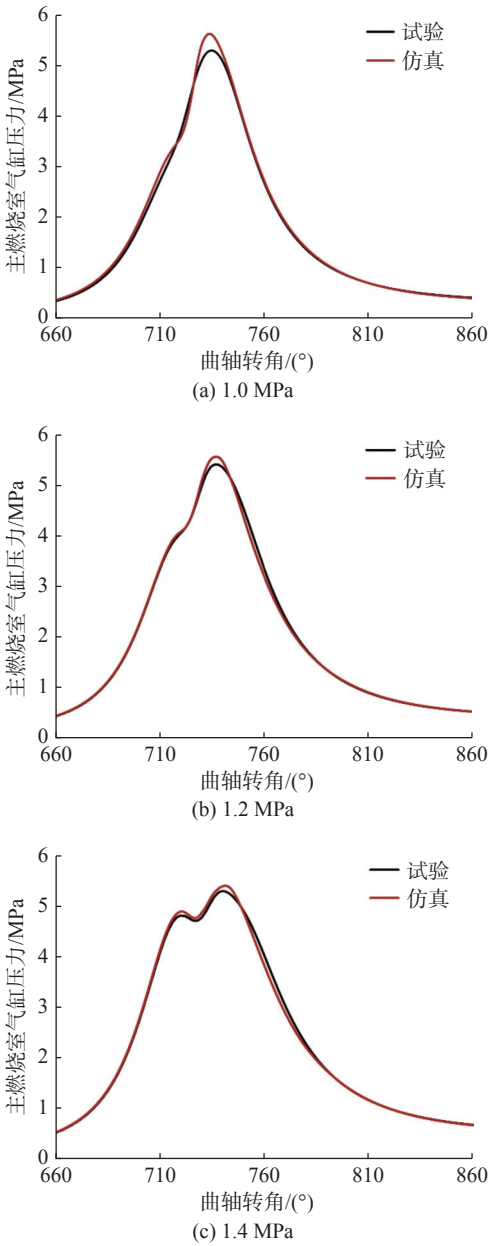


图 4 3 种工况下试验与仿真的气缸压力

Fig.4 Cylinder pressures for testing and simulation at three opreating conditions

660° 曲轴转角附近开始快速上升, 并在上止点之前达到最大值。预燃室中的混合气被点燃后, 气体膨胀放热, 并产生了大量的燃烧产物, 如水蒸气、二氧化碳和氮氧化物等。燃烧产物向主燃烧室扩散, 使预燃室缸内混合气质量迅速减少, 直至燃烧结束。3 种工况下, 主燃烧室缸内的混合气质量变化规律基本相同, 且随着负荷的增大, 燃烧室内的混合气质量增大。对于 1.0 MPa 和 1.2 MPa 工况, 在 720° 曲轴转角附近, 预燃室内的混合气质量出现了小幅度上升的现象, 其原因可能是在上止点时, 火焰从预燃室射流入主燃烧室, 导致

了气流的扰动,致使小部分气体从主燃烧室回流至预燃室中。

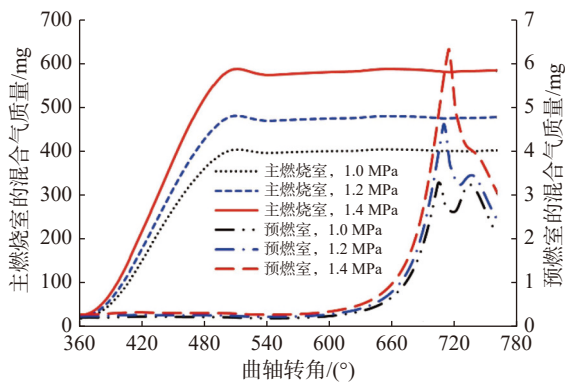


图5 混合气质量变化曲线

Fig.5 Variation curves of mixture mass

图6为3种工况下,缸内绕 x 、 y 、 z 轴的涡流强度的变化曲线。预燃室发动机的涡流强度的变化受到多种因素的影响,包括预燃室的几何形状、进气流速、点火时间和点火位置等。 x 轴方向指燃烧室的横向方向,即垂直于发动机的主轴线方向,滚流强度的变化主要受到活塞上下运动的影响。同理, y 轴为缸孔轴线, z 轴方向垂直于发动机的主轴线和横向方向。由图6可以看出,预燃室发动机的滚流强度主要集中在 z 轴方向,其最大值可以达到2~2.5。在进气过程中逐渐上升达到第一个波峰,随着活塞的下行逐渐减弱。在压缩过程再次逐渐上升,并达到最大值。在660°曲轴转角(即距离上止点60°)附近,由于克服燃烧室形状而下降。有研究表明,利用滚流可以有效地保持缸内的进气能量,在压缩后期点火时刻仍能保持较大的湍流动能,有利于火焰传播速度的提升。在 y 轴和 z 轴上,涡流强度的变化不大,在-0.1~0.1浮动。

图7为主燃烧室和预燃室内平均TKE的变化曲线。不同负荷下,TKE变化趋势接近,大负荷工况的TKE略大,主燃烧室内TKE明显高于预燃室的。在进气阶段,主燃烧室和预燃室内TKE均先增加后减小,主燃烧室内TKE可增加至接近40 m^2/s^2 ,同时混合气也进入预燃室中,使预燃室内的TKE上升。在压缩阶段,TKE大幅增大,主燃烧室和预燃室内的TKE在700°曲轴转角(即距离上止点20°)附近达到最大值。

2.2 喷雾特性

图8为3种工况下,喷雾质量和喷雾蒸发质量的变化曲线。发动机喷雾质量是指进入燃烧室的

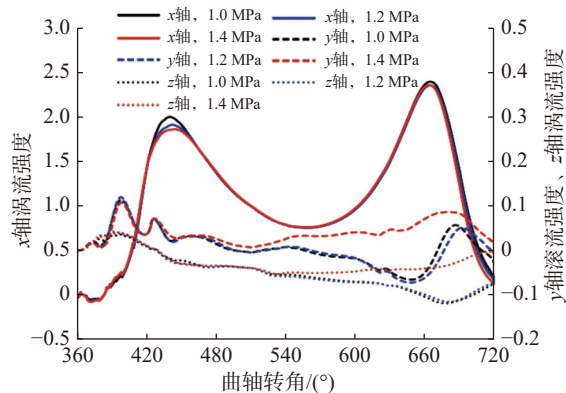


图6 x 、 y 、 z 轴涡流强度变化曲线

Fig.6 Variation curves of turbulence strength in x , y , z axis

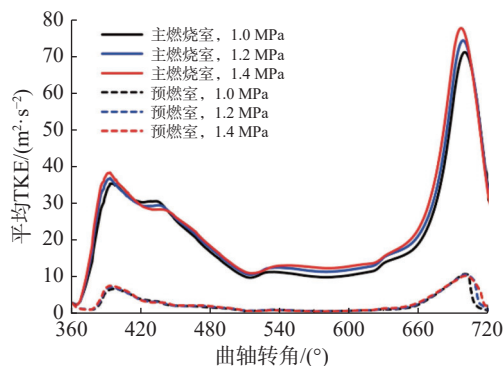


图7 主燃烧室与预燃室内平均TKE变化曲线

Fig.7 Variation curves of average TKE for main chamber and pre-chamber

燃油喷雾的总质量;喷雾蒸发质量是指受到高温高压环境的影响而气化的质量。3种负荷工况下,设定的喷油压力均为19 MPa。负荷越大,喷油持续时间越长,喷雾质量越大。其中,第一次喷射形成的燃油碰壁量最大。图9为3种负荷工况下,油膜质量和油膜蒸发质量的变化曲线。以1.4 MPa工况为例,在420°曲轴转角时第一次喷油,油膜质量开始增大,结束喷油后形成的油膜约为1.2 mg,随后由于高温的影响,经过80°曲轴转角被蒸发。在510°曲轴转角时第二次喷油,油膜质量开始继续增大,形成了约0.6 mg油膜,后经过60°曲轴转角被快速蒸发。在630°曲轴转角时第三次喷油,油膜质量的增加量忽略不计,总共蒸发了约1.53 mg油膜。负荷越大,油膜质量和油膜蒸发质量也越大,其主要原因是大负荷使燃烧室内的压力变高,喷油贯穿距离变大,更容易造成喷雾撞击活塞顶部和气缸内壁形成油膜。同时,负荷越大,喷油质量也越大,形成的油膜质量同样也越大。

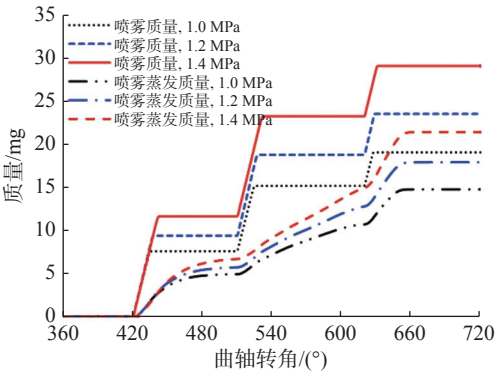


图 8 喷雾质量与喷雾蒸发质量变化曲线

Fig.8 Variation curves of spray mass and spray evaporation mass

图 10 为不同工况下，点火时刻预燃室及主燃烧室内燃空当量比及湍流动能情况。可以看出，采用三次喷射策略，在点火时刻可以形成较均匀的分层混合气，预燃室内点火区域燃空当量比为 0.8~0.9，略高于平均燃空当量比 0.75。通过燃烧

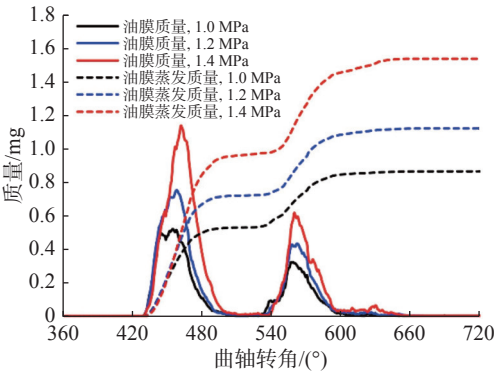


图 9 油膜质量与油膜蒸发质量变化曲线

Fig.9 Variation curves of fuel film mass and fuel film evaporation mass

室内的湍流动能分布情况可以看出，主燃烧室内的湍流动能明显高于预燃室，在 705°曲轴转角和 710°曲轴转角时，主燃烧室内最大湍流动能超过 $150\text{ m}^2/\text{s}^2$ ，进一步推迟点火时刻至 715°曲轴转角，主燃烧室内最大湍流动能下降至 $110\text{ m}^2/\text{s}^2$ 左右。

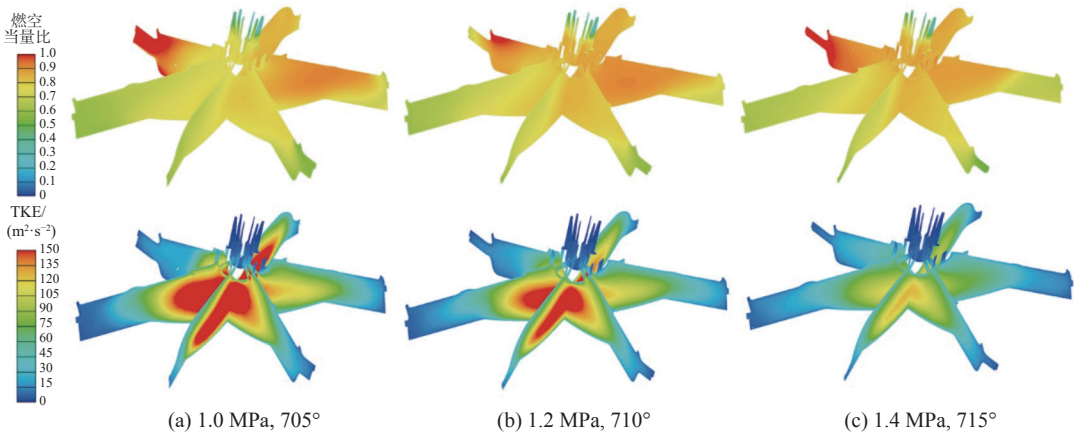


图 10 点火时刻预燃室及主燃烧室的燃空当量比及 TKE

Fig.10 Equivalence ratio and TKE of pre-chamber and main chamber at ignition time

3 燃烧特性分析

图 11 显示了主燃烧室和预燃室的燃空当量比的变化曲线。燃空当量比是指混合物中燃料的质量比与理论所需的燃料质量比之间的比值。经过两次燃油喷射过程，主燃烧室内的燃空当量比逐渐升高。随着活塞向上移动，部分混合气被挤入预燃室中，此时预燃室和主燃烧室的燃空当量比随着压缩过程逐渐增加。以 1.4 MPa 的工况为例，在 420°曲轴转角时第一次喷油，主燃烧室内的燃空当量比由 0 上升至约 0.3。随后在 510°曲轴转角时第二次喷油，主燃烧室内的燃空当量比上升至 0.6。同时随着活塞的上行，部分的燃油混合气被

压入预燃室内，预燃室内的燃空当量比也开始逐渐上升。在 630°曲轴转角时第三次喷油，主燃烧室和预燃室的燃空当量比继续上升，主燃烧室在点火时刻气缸内部的最大燃空当量比小于 1，约为 0.79，混合气浓度比较稀，预燃室内的最大燃空当量比为 0.75。

图 12 和图 13 为主燃烧室及预燃室的缸内压力及热释放速率 (heat release rate, HRR) 的变化曲线。可以看出，主燃烧室和预燃室的压力变化差值较小。大负荷工况下，由于进气量大，前期缸内压力高，压力上升幅度更快。负荷增加后，点火时刻推迟，避免了缸内压力的上升。主要放热过程集中在主燃烧室进行，不同负荷下，主燃烧

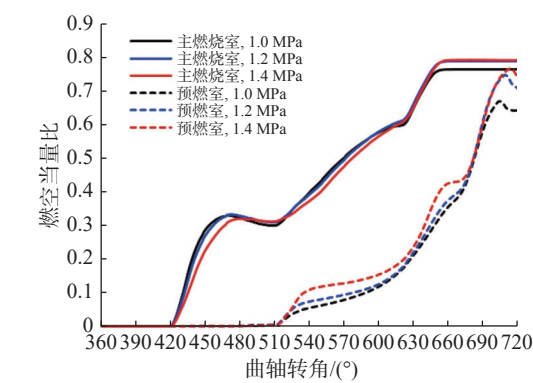


图 11 主燃烧室与预燃室燃空当量比变化曲线

Fig.11 Variation curves of equivalence ratio for main chamber and pre-chamber

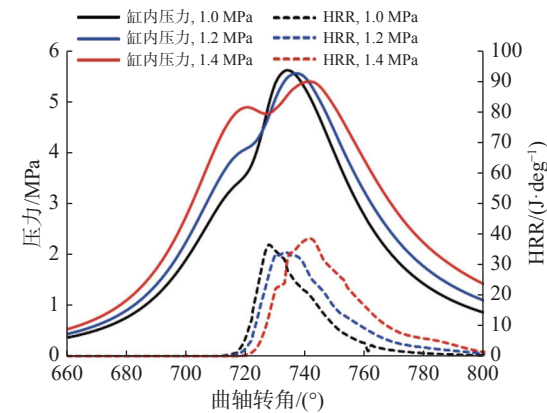


图 12 主燃烧室缸内压力及 HRR 变化曲线

Fig.12 Variation curves of cylinder pressure and HRR for main chamber

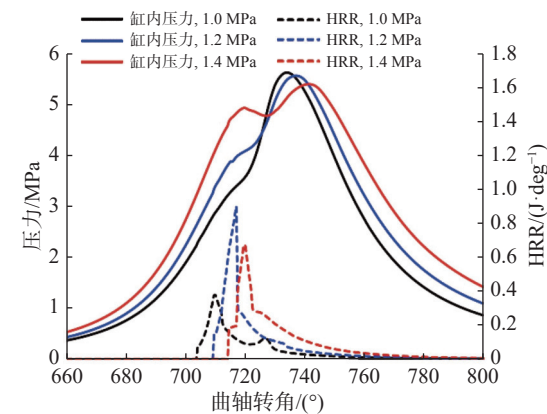


图 13 预燃室缸内压力及 HRR 变化曲线

Fig.13 Variation curves of cylinder pressure and HRR for pre-chamber

室热释放速率最大值为 30~40 J/deg，差距较小。

图 14 为主燃烧室和预燃室的累积放热量的变化曲线。可以看出，放热以主燃烧室为主，大负荷工况下的放热量增加。燃烧放热过程首先从预燃室开始，经过 10°~15°曲轴转角，主燃烧室开始形成放热积累。以 1.4 MPa 的工况为例，在

705°曲轴转角时，预燃室内部形成火焰传播，当火焰充满整个预燃室后，火焰在 720°曲轴转角时通过喷孔射入主燃烧室内，主燃烧室内部的可燃混合气也迅速被点燃，释放出大量热量。在燃烧经过 40°曲轴转角后，进入燃烧后期，主燃烧室和预燃室热释放速率减小，放热量基本保持不变直至燃烧结束，主燃烧室的总放热量约为 1 200 J，预燃室的总放热量约为 8.5 J。

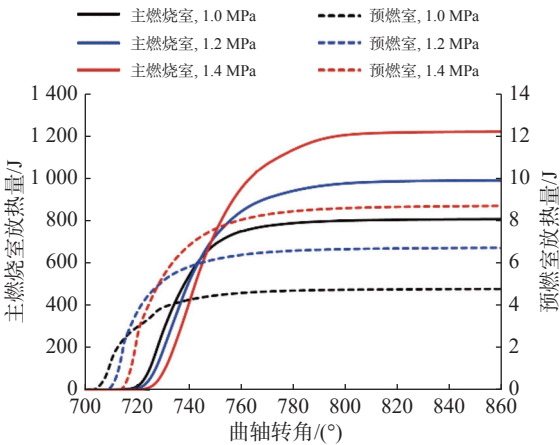


图 14 主燃烧室与预燃室的累积放热量变化曲线

Fig.14 Variation curves of accumulated heat release for main chamber and pre-chamber

图 15 为主燃烧室和预燃室内混合气平均温度变化曲线。可以看出，由于点火角的推迟，大负荷工况下的主燃烧室内最大燃烧温度被有效控制，最大温度在 2 000 °C 以下。大负荷工况下，预燃室内燃烧温度下降趋势明显；相同工况下，主燃烧室内的最高燃烧温度均高于预燃室。以 1.4 MPa 工况为例，压缩过程中，主燃烧室和预燃室的温度由初始的 450 °C 缓慢上升至 750 °C 附近。火花塞点火后，预燃室的温度急速升高至最高温度

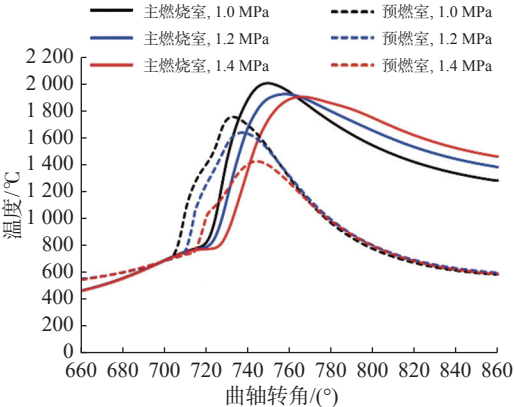


图 15 主燃烧室与预燃室内混合气平均温度变化曲线

Fig.15 Variation curves of average mixture temperature for main chamber and pre-chamber

1400℃。预燃室温度继续上升,经过12°曲轴转角后,主燃烧室内温度开始显著上升,最高约为1800℃。

图16为主燃烧室与预燃室内温度场分布。可以看出,在点火时刻后,经过5°曲轴转角,预燃室内已经形成明显的高温火焰,火焰经过预燃室喷孔开始形成射流火焰传播。在射流火焰经过喷孔的初期阶段,各喷孔内高温燃气分布基本一

致,最高温度达到1500~2000℃。在点火时刻后,经过15°曲轴转角,射流火焰开始从喷孔喷出,引燃主燃烧室混合气。可以看出,在射流火焰喷射过程中,火焰扩散呈现明显的不均衡特点:右侧喷孔火焰扩散较快;左侧个别喷孔内射流火焰扩散较慢。在点火时刻后,经过25°曲轴转角,主燃烧室内火焰得到充分扩散,最高温度均达到2000℃以上,但仍呈现火焰扩散的不均衡特点。

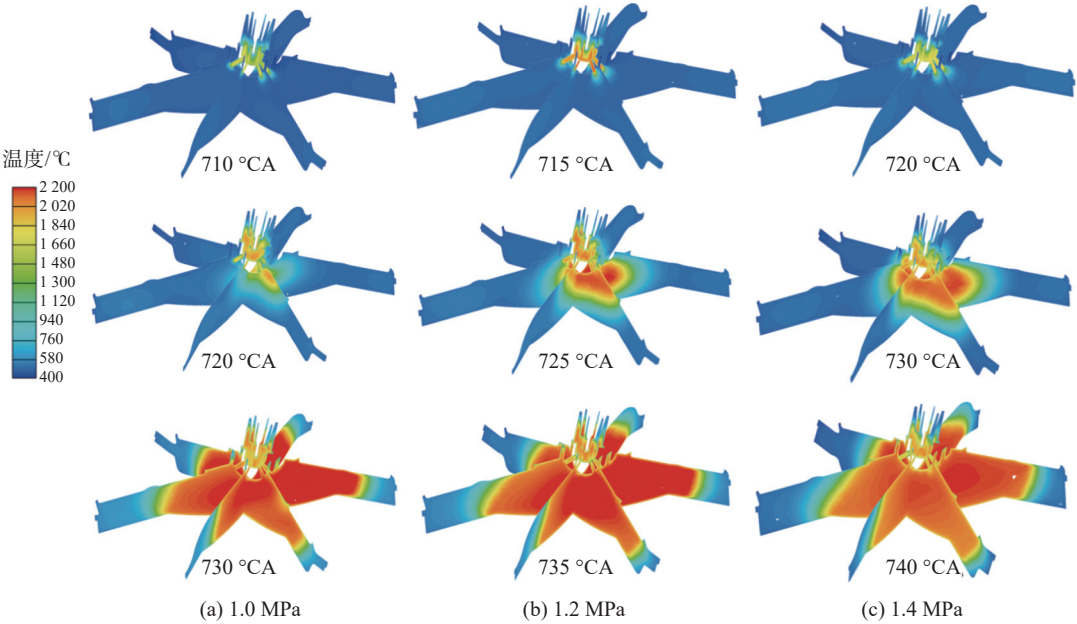


图 16 主燃烧室和预燃室温度场分布
Fig.16 Temperature distribution of main chamber and pre-chamber

4 排放特性

图17为主燃烧室与预燃室的NO_x排放质量浓度的变化曲线。结合图16,可以看出,由于大负荷工况下点火角推迟,燃烧室内最高温度没有显著提升,NO_x的排放质量浓度有明显下降。主燃烧室内的NO_x质量浓度高于预燃室。以1.0 MPa和1.4 MPa工况为例,在1.4 MPa工况下,主燃烧室中的NO_x最大质量浓度比1.0 MPa负荷下低了286 mg/L,降低了约54%。同理,预燃室的NO_x质量浓度最大降低了66%。

图18为主燃烧室和预燃室的Soot排放质量浓度的变化曲线。在发动机的燃烧过程中,由于预燃室和主燃烧室的燃料没有充分燃烧,从而在燃烧室内形成固体颗粒。预燃室中的Soot质量浓度高于主燃烧室中的质量浓度,主要原因是预燃室中的燃料相比于主燃烧室没有充分混合,导致一部分燃料没有完全燃烧,形成了更多的Soot。

图19为主燃烧室与预燃室的CO排放质量分数的变化曲线。在1.0 MPa和1.2 MPa工况下,主燃烧室CO排放差异较小;在1.4 MPa工况下,CO的质量分数略低于两个低负荷工况,主燃烧室最大浓度下降幅度约为30%。

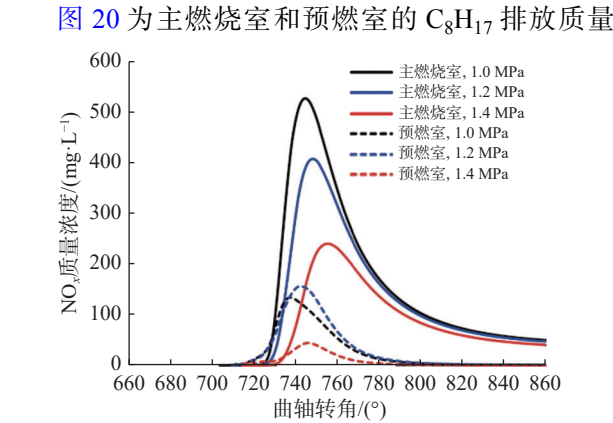


图 17 主燃烧室和预燃室的NO_x质量浓度变化曲线
Fig.17 Variation curves of NO_x mass concentration for main chamber and pre-chamber

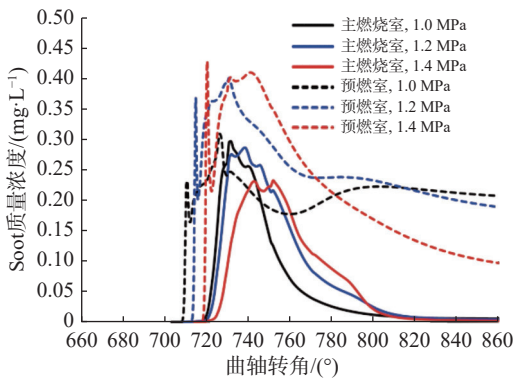


图 18 主燃烧室和预燃室的 Soot 质量浓度变化曲线
Fig.18 Variation curves of Soot mass concentration for main chamber and pre-chamber

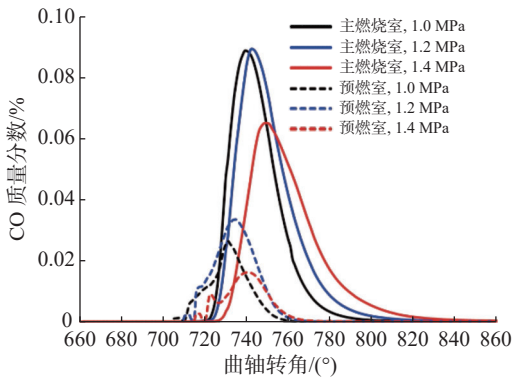


图 19 主燃烧室和预燃室的 CO 质量分数变化曲线
Fig.19 Variation curves of CO mass fraction for main chamber and pre-chamber

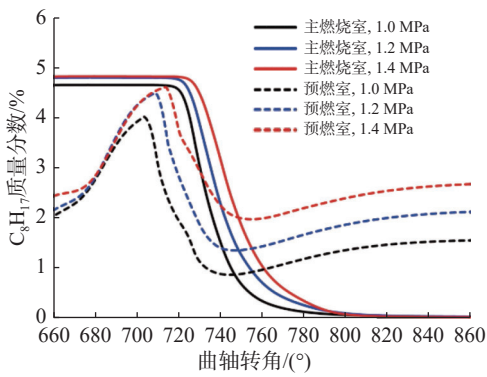


图 20 主燃烧室和预燃室的 C₈H₁₇ 质量分数变化曲线
Fig.20 Variation curves of C₈H₁₇ mass fraction for main chamber and pre-chamber

分数的变化曲线。可以看出，在燃烧初期，主燃烧室和预燃室的未燃混合气浓度较大，随着燃烧过程的进行，主燃烧室内 C₈H₁₇ 质量分数下降显著。而预燃室内 C₈H₁₇ 质量分数在燃烧过程中先减小，后略有增加。在大负荷工况下，预燃室内的 C₈H₁₇ 质量分数也更大。因此，预燃室内是 C₈H₁₇ 高质量分数的主要区域。

5 结 论

本文针对被动预燃室增压直喷汽油机，通过三次喷射策略形成稀燃环境（过量空气系数 $\lambda=1.3$ ），研究了增压环境下预燃室点火发动机的进气流动、喷雾、燃烧以及排放特性。得到主要结论如下：

- a. 主燃烧室内形成明显的滚流进气，燃烧后期最大 TKE 可超过 $150 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ，但进一步推迟点火时刻至 715° 曲轴转角，最大 TKE 会下降至 $110 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 左右。
- b. 射流火焰喷射过程中，火焰扩散呈现明显的不均衡特点：右侧喷孔火焰扩散较快；左侧个别喷孔内射流火焰扩散较慢。
- c. 大负荷下，通过推迟点火时刻，有效地降低了主燃烧室及预燃室的最高温度，从而降低最大压力及 NO_x 和 CO 的排放，主燃烧室中 NO_x 的最大质量浓度降低了约 54%，CO 的最大质量分数降低了约 30%。

参考文献：

[1] AYALA F A, HEYWOOD J B. Lean SI engines: the role of combustion variability in defining lean limits[C]//8th International Conference on Engines for Automobiles. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2007: 34527–34546.

[2] ROSO V R, SOUZA ALVARENGA SANTOS N D, VALLE R M, et al. Evaluation of a stratified prechamber ignition concept for vehicular applications in real world and standardized driving cycles[J]. *Applied Energy*, 2019, 254: 113691.

[3] SENS M, BINDER E. Pre-chamber ignition as a key technology for future powertrain fleets[J]. *MTZ Worldwide*, 2019, 80(2): 44–51.

[4] GUSSAK L A, KARPOV V P, TIKHONOV Y V. The application of lag-process in prechamber engines[C]// Passenger Car Meeting & Exposition. Detroit: SAE, 1979: 1–12.

[5] SALVI B L, SUBRAMANIAN K A. Experimental investigation and phenomenological model development of flame kernel growth rate in a gasoline fuelled spark ignition engine[J]. *Applied Energy*, 2015, 139: 93–103.

[6] BADAWY T, BAO X C, XU H M. Impact of spark plug gap on flame kernel propagation and engine performance[J]. *Applied Energy*, 2017, 191: 311–327.

[7] WANG Z Y, MAGI V, ABRAHAM J. Turbulent flame

- speed dependencies in lean methane-air mixtures under engine relevant conditions[J]. *Combustion and Flame*, 2017, 180: 53–62.
- [8] TOULSON E, SCHOCK H J, ATTARD W P. A review of pre-chamber initiated jet ignition combustion systems[C]//SAE 2010 Powertrains Fuels & Lubricants Meeting. San Diego: Society of Automotive Engineers, 2010: 18996–19019.
- [9] MASTORAKOS E, ALLISON P, GIUSTI A, et al. Fundamental aspects of jet ignition for natural gas engines[J]. *SAE International Journal of Engines*, 2017, 10(5): 2429–2438.
- [10] MAIA PIRES M A, ROSO V R, CASTILLA ALVAREZ C E, et al. Effects of operation temperature on exhaust emissions in a spark ignition system using pre-chamber stratified system[C]//2019 SAE Brasil Congress & Exhibition. Sao Paulo: Society of Automotive Engineers, 2019: 205–210.
- [11] SOUZA ALVARENGA SANTOS N D, CASTILLA ALVAREZ C E, ROSO V R, et al. Combustion analysis of a SI engine with stratified and homogeneous pre-chamber ignition system using ethanol and hydrogen[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 160: 113985.
- [12] TURKISH M C. 3-valve stratified charge engines: evolution, analysis and progression[C]//International Stratified Charge Engine Conference. Troy: SAE, 1974: 720116.
- [13] SANDOVAL M H B, ALVAREZ C E C, ROSO V R, et al. The influence of volume variation in a homogeneous prechamber ignition system in combustion characteristics and exhaust emissions[J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2020, 42(1): 72.
- [14] 蔡文远, 徐焕祥, 马帅营, 等. 采用高能点火的均质稀薄燃烧汽油机试验 [J]. *内燃机学报*, 2020, 38(4): 298–303.
- [15] 吴锡江, 王志宇, 尹琪. 高能点火在稀薄燃烧汽油机中的影响因素研究 [J]. *车用发动机*, 2020, (5): 1–10, 72.
- [16] ATTARD W P, FRASER N, PARSON P, et al. A turbulent jet ignition pre-chamber combustion system for large fuel economy improvements in a modern vehicle powertrain[J]. *SAE International Journal of Engines*, 2010, 3(2): 20–37.
- [17] ATTARD W P, BLAXILL H. A lean burn gasoline fueled pre-chamber jet ignition combustion system achieving high efficiency and low NO_x at part load[C]//SAE 2012 World Congress & Exhibition. Detroit: SEG, 2012: 91–103.
- [18] ATTARD W P, BLAXILL H. A gasoline fueled pre-chamber jet ignition combustion system at unthrottled conditions[J]. *SAE International Journal of Engines*, 2012, 5(2): 315–329.
- [19] ATTARD W P, BLAXILL H, ANDERSON E K, et al. Knock limit extension with a gasoline fueled pre-chamber jet igniter in a modern vehicle powertrain[J]. *SAE International Journal of Engines*, 2012, 5(3): 1201–1215.
- [20] HANJALIĆ K, POPOVAC M, HADŽIABDIĆ M. A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2004, 25(6): 1047–1051.
- [21] LIU A B, MATHER D, REITZ R D. Modeling the effects of drop drag and breakup on fuel sprays[J]. *SAE Transactions*, 1993, 102: 83–95.
- [22] O'ROURKE P J. Statistical properties and numerical implementation of a model for droplet dispersion in a turbulent gas[J]. *Journal of Computational Physics*, 1989, 83(2): 345–360.
- [23] JIRO S, KOBAYASHI M, IWASHITA S, et al. Modeling of diesel spray impingement on a flat wall[C]//SAE Technical Paper Series. Warrendale: SAE, 1995: 1–6.
- [24] DUKOWICZ J K. A particle-fluid numerical model for liquid sprays[J]. *Journal of Computational Physics*, 1980, 35(2): 229–253.

(编辑: 董 伟)