

喷气策略对多点喷射天然气发动机 燃烧及排放的影响

王洪悦¹, 董全¹, 颜杰², 张钰钦¹, 王朔¹

(1. 哈尔滨工程大学动力与能源工程学院, 150001, 哈尔滨; 2. 北京理工大学机械与车辆学院, 100081, 北京)

摘要: 为了提高大缸径船用多点喷射稀薄燃烧天然气发动机在中低负荷下的缸内火焰传播速度及燃烧效率,进而优化发动机燃烧和排放,以喷气策略为切入点,采用台架试验与仿真两种方法,分别研究喷气方向与位置、喷气压力以及喷气时刻对发动机燃烧及排放的影响。结果表明:喷气方向与进气流垂直可以增强扰动作用,喷气位置距气门远可以增加燃气射流在进气道中行进的距离,进而增加进气混合的均匀性,使浓混合气分布靠近火花塞,燃烧及排放明显改善;喷气压力采用较高的 736.63 kPa 时可以增加喷射动能,提高缸内湍流强度、进气混合均匀性同时适应缸内大尺度掺混,使燃烧和排放更优;随着喷气时刻的推迟,在点火时,缸内混合气形成明显的分层现象,混合气浓度自上而下逐渐降低,火花塞附近浓混合气利于火核发展,火焰传播速度加快,燃气燃烧效率提高。该文结果为实现大缸径船用天然气发动机高效清洁燃烧提供了理论依据。

关键词: 天然气发动机;多点喷射;喷气策略;混合气浓度场;喷管;燃烧效率

中图分类号: TK43 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202202006 **文章编号:** 0253-987X(2022)02-0057-09



OSID 码

Influence of Injection Strategy on Combustion and Emissions of Multi-point Injection Natural Gas Engine

WANG Hongyue¹, DONG Quan¹, YAN Jie², ZHANG Yuqin¹, WANG Shuo¹

(1. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;

2. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: In order to improve the flame propagation velocity and combustion efficiency of large cylinder diameter marine multi-point jet rarefied combustion natural gas engine under medium and low load, and then optimize engine combustion and emissions, the influences of injection direction and position, injection pressure and injection time on engine combustion and emission are studied by bench test and simulation. The results show that the air injection direction perpendicular to the incoming air can enhance the disturbance effect, the air injection position far from the valve can increase the distance of the gas injection flow in the inlet, increase the uniformity of the mixing of the intake, thick mixture is distributed near the spark plug, and the combustion and emission are obviously improved. When the injection pressure is 736.63 kPa, the injection kinetic energy can be increased to improve turbulence intensity in cylinder and the mixing uniformity of the intake air. At the same time, it can adapt to the large-scale mixing in the cylinder, and the combustion and emission are better. With the delay of the injection timing, the mixture in the

cylinder formed obvious stratification phenomenon during ignition, and the mixture concentration gradually decreases from top to bottom. The thick mixture near the spark plug is conducive to the development of the fire core, the flame propagation speed is accelerated, and the combustion efficiency of the gas is improved. It provides a theoretical basis for realizing efficient clean combustion of marine natural gas engine with large cylinder diameter.

Keywords: natural gas engine; multi-point injection; injection strategies; concentration field of mixture; nozzle; combustion efficiency

对于天然气发动机而言,供气方式对其性能有着重要影响。迄今为止,燃气的供应方式可以分为机械控制混合器式、进气总管单点喷射、进气道多点喷射以及缸内直喷等^[1-3]。进气歧管多点喷射因其成本相对较低、可以减少因进排气门重叠导致的甲烷逃逸、各缸充量一致性高以及可以控制喷气正时、对喷气量响应性好等优点^[4-5]而被广泛应用于车用、船用发动机中。随着排放法规的日趋严格,多点喷射天然气发动机必须采用更加稀薄的混合气进行燃烧才能满足要求。然而,进气歧管多点喷射时天然气与空气混合时间较短,进气混合充分性差,天然气本身存在火焰传播速度慢的问题,稀薄混合气状态下尤为明显,致使缸内燃烧恶化^[6-7]。提高进气混合的均匀性以及形成合理的缸内混合气分布状态是多点喷射稀薄燃烧发动机燃烧优化的关键^[8-9]。

喷气策略对天然气发动机性能有着重要的影响。有学者研究了天然气喷气时刻对缸内直喷天然气发动机的影响^[10-12]。Wang 等研究发现,当天然气喷气时刻推迟,缸内速度幅值增大,点火位置周围分布较丰富的混合气时,有利于更好地燃烧^[11]。一些人研究了天然气喷气时刻对柴油和天然气双燃料发动机燃烧性能和排放的影响。Yang 等研究表明,适当延迟天然气喷射时刻可以在低负荷和部分负荷下降低火焰发展持续时间和燃烧重心^[13-14]。You 等研究了喷管结构与喷气时刻对柴油和天然气双燃料发动机燃烧和排放的影响,发现改变喷管结构及喷气时刻会影响天然气发动机进气混合气的均匀性与缸内的混合气分布状态^[15]。大量学者在喷气策略对发动机的优化上都是从喷气时刻等单方面进行优化的,且大多应用在直喷天然气发动机以及柴油-天然气双燃料发动机上,从喷气时刻、喷气方向与位置、喷气时刻系统全面分析优化喷气策略对船用多点喷射天然气发动机的研究较少。

为了满足更加严格的船用二阶段排放法规(GB 15097—2016),同时指导玉柴 YC6K400LN-C30 发动机多点喷气系统的设计开发,考虑到天然气射流

与进气道内空气的相互作用以及天然气进入缸内的时间,本文从喷气方向与位置、喷气压力、喷气时刻三方面开展针对天然气燃烧特性的影响研究;选取燃烧效果较差的中低负荷为研究工况点,采用台架试验与仿真两种方法,对比不同喷气策略对发动机燃烧特性的影响规律,揭示发动机缸内混合气形成过程,以期为船用多点喷射稀薄燃烧天然气发动机实现高效清洁燃烧提供理论依据。

1 天然气发动机台架试验

1.1 发动机试验台架总述

试验样机为一台排量 12.939 L、4 个气门(2 个进气门和 2 个排气门)、直列 6 缸的增压中冷天然气发动机。点火方式为火花塞点火,燃烧室形状为盆型。该发动机的技术参数如表 1 所示,供气方式为进气道多点喷射。图 1 为发动机试验台示意图。基于原机控制系统研制了一套电控多点顺序喷射系统,可以灵活控制天然气的喷射时刻、压力、脉宽。试验所用天然气成分检测结果如表 2 所示。天然气被压缩至约 20 MPa 的气瓶组中,通过减压器减压后进入气轨,气轨连接各缸的燃气喷射阀,燃气喷射阀型号为 Hoerbiger-GV14,在歧管喷射天然气,最高喷射压力 1 013.25 kPa。为了调节空气流量,设置节气门并使之与电子控制单元相连。

表 1 发动机技术参数
Table 1 Engine technical parameters

发动机参数	数值
缸径/mm	129
行程/mm	165
压缩比	10:1
最大增压比	2.4
额定转速/(r·min ⁻¹)	1 500
功率/kW	218
进气门开启、关闭对应的曲柄转角度数/(°)	366,203
排气门开启、关闭对应的曲柄转角度数/(°)	134,364

试验中,发动机速度和负载由电涡流测功机(湘

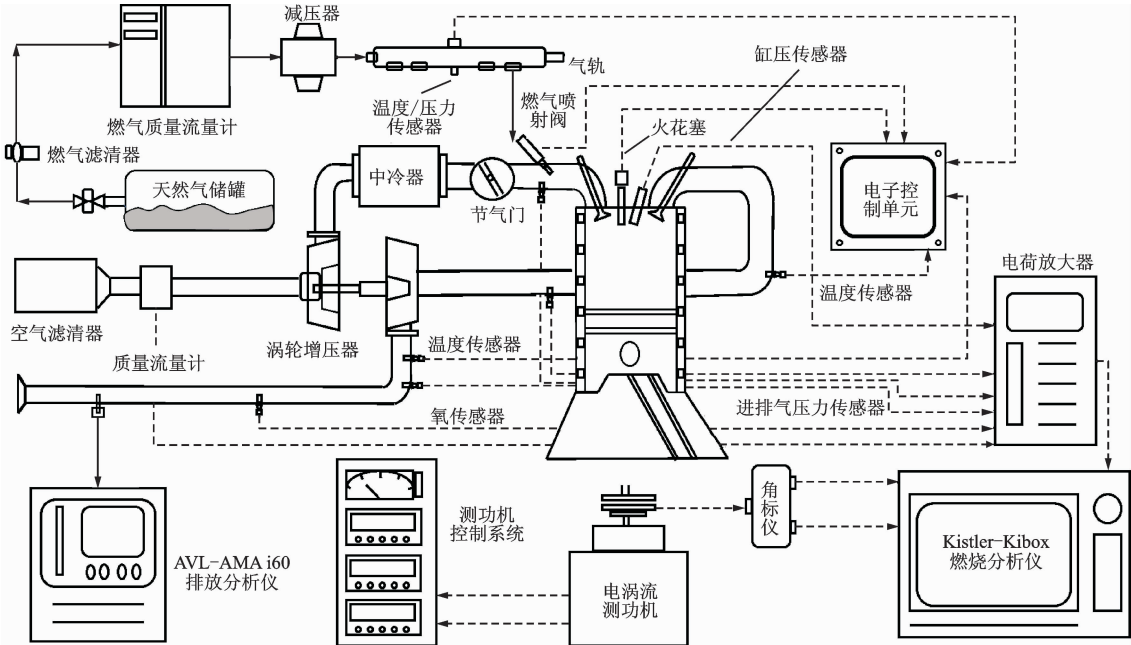


图 1 发动机试验台示意图
Fig. 1 Schematic diagram of engine test bench

表 2 天然气的组成

Table 2 The composition of natural gas

成分	体积分数/%
CH ₄	81.32
C ₂ H ₆	3.77
C ₃ H ₈	0.02
C ₄ H ₁₀	0.01
CO ₂	4.83
CO	2.75
H ₂	7.31

仪动测 GW500)测得,天然气质量流量由动态气体流量计(E+H Proline Promass 83)测得。空气质量流量采用热式空气流量计(ABB FMT700-P)测得。缸压传感器(AVL GU22CK)传感器安装于 1 号缸,曲柄转角度数每隔 0.1°采集一个缸压数据。采用燃烧分析仪(Ki-Box 2893A)整合缸压传感器测得的缸压以及角标仪对应的转角信号得到缸压曲线,并对数据进行处理。各排放产物由排放分析仪(AVL AMAi60)测得。

1.2 试验方案

试验分为不同的喷气方向与位置、不同的喷气压力两个部分。喷气方向与位置的示意图如图 2 所示,A、B、C 三种喷管(管内径为 8 mm)安装轴线均与空气来流方向一致。喷管 A:侧壁打孔(双排 8 孔、孔径 3 mm)使得喷气方向与来流空气垂直且喷

气位置距气门较近;喷管 B:短直通管,即喷气方向与来流平行且喷气位置距气门较远(相比于 A 短 3 cm);喷管 C:长直通管,即喷气方向与来流空气平行且喷气位置距气门较近(与 A 长度一致)。同时为对比不同混合气稀薄情况下喷气方向与位置对发动机的影响,过量空气系数λ取 1.42、1。试验工况点为推进特性下 50%负荷,天然气流量保持为 22.5 kg/h,喷气正时上止点前 320°,喷气持续期为 46°,点火正时上止点前 41°。

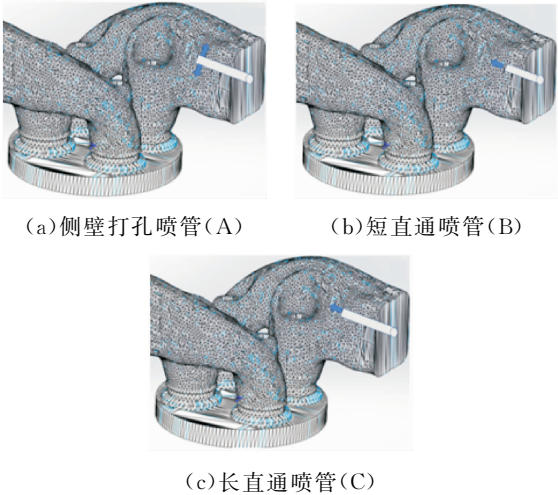


图 2 喷气方向与位置示意图

Fig. 2 Schematic diagram of injection direction and position

不同喷气压力试验在保证喷气量及缸内最终进气量基本一致的前提下,控制燃气喷射压力为低压

长脉宽和高压短脉宽,喷射压力分别为 461.03 kPa 与 736.63 kPa。试验工况点为推进特性下中低 10%~50% 负荷,喷气压力作为自变参数,发动机稳定运行的情况下维持其他控制参数不变,各工况下对应的具体的试验参数如表 3 所示,点火时刻以对应的曲柄转角表示。

表 3 各工况试验参数

Table 3 Test parameters of various working conditions		
负荷/%	过量空气系数 λ	点火正时/($^{\circ}$)
10	1.25	35
20	1.28	36
30	1.29	38
40	1.29	39
50	1.26	41

1.3 不确定度分析

实验参数的不确定度受到不同的误差来源影响,包括所用仪器的随机波动、试验台的校准、观测精度和实验方法。为了保证测量精度,研究中使用的所有仪器均经过校准。在每个工况下稳态工作 1 min 后获取排放数据,用于分析燃烧过程的缸压数据,采集超过 140 个连续循环。在完成选定测试工况的工作后,净化气体分析仪,然后在下一次测量前进行校准,以保证测量值的准确性。在每个测试工况下,所有测量参数值均为数据的平均值。将系统不确定度和随机不确定度相结合,确定实验结果的总体不确定度^[16]。表 4 为各测量参数的灵敏度与不确定度^[17-19]。分析不确定度可知,本文获得的测量结果是可接受的。

表 4 各测量参数的不确定度

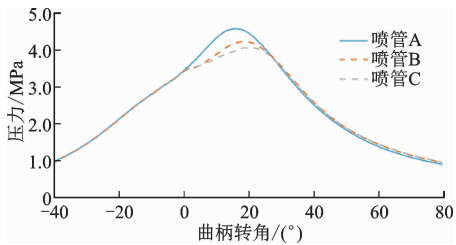
Table 4 Uncertainty of each measurement parameter			
测量参数	型号	灵敏度	不确定度/%
发动机扭矩	湘仪动测 GW500	$\pm 2.8 \text{ N} \cdot \text{m}$	± 0.2
发动机转速	湘仪动测 GW500	$\pm 1 \text{ r/min}$	± 0.1
天然气流量	E+H PP 83	$\pm 0.05 \text{ kg/h}$	± 0.25
空气流量	ABB FMT700-P	$\pm 1.75 \text{ kg/h}$	± 0.1
空气压力	LXB 184	$\pm 4.98 \text{ kPa}$	± 0.5
缸压	AVL GU22CK	$\pm 101.325 \text{ kPa}$	± 0.2
排放物体积 分数	AVL AMAi60	$\pm 5 \text{ cm}^3/\text{m}^3$	± 0.5

2 台架试验结果分析

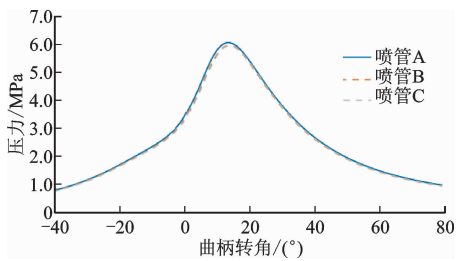
2.1 喷气方向与位置对发动机燃烧及排放的影响

如图 3 所示, $\lambda=1.42$ 时,喷管 A 的最大燃烧压

力相比喷管 B 增加了 7.1%,喷管 C 的最大燃烧压力相比 B 减少了 4.3%,喷管 C、B 与 A 最大燃烧压力的相位也依次前移,燃烧等容性增加。 $\lambda=1$ 时,喷管 A 的最大燃烧压力相比喷管 B 增加了 1.6%,喷管 C 与 B 相比最大燃烧压力基本不变。稀薄混合气情况下,喷气方向与进气气流方向垂直相比于喷气方向与进气气流方向一致,缸内燃烧明显改善;喷气位置远离气门相比于喷气位置靠近气门,缸内燃烧也明显改善。原因在于缸内混合气浓度分布是由燃气与空气在进气道内的预混与缸内大尺度掺混共同决定,在整体较为稀薄的混合气工况下,喷气方向与进气气流方向垂直时,虽经过两段掺混,其缸内仍会产生局部混合气较浓或分层现象,但其浓混合气距火花塞近,缸内混合气燃烧较快。相比于喷气方向与进气来流方向垂直,当喷气方向与进气气流方向一致时,燃气与空气在进气道内的预混并不强,进气混合的均匀性减弱,燃气受到进气气流的带动,顺着气流运动,燃气在缸盖附近的干涉气流分界作用下冲向缸内下部,喷射后期燃气会沿着缸壁流向活塞顶,从而导致浓混合气集中在缸内中下部。火花塞附近混合气较为稀薄,此混合气分布不利于火焰面的展开与传播,缸内混合气燃烧变差。喷气位置靠近气门相比于喷气位置远离气门,进气混合均匀性减弱且缸内浓混合气远离火花塞,同样使得缸内混合气燃烧变差。



(a) $\lambda=1.42$ 时喷气方向与位置对缸压的影响



(b) $\lambda=1$ 时喷气方向与位置对缸压的影响

图 3 喷气方向与位置对缸压的影响

Fig. 3 Effect of injection direction and position on cylinder pressure

为了分析喷气方向与位置对发动机燃烧稳定性的影响,定义 C_I 为平均有效压力的循环变动,是燃烧稳定性的评价参数,计算公式为

$$C_I = \frac{\sigma_I}{I} \times 100\% \tag{1}$$

式中: σ_I 为平均有效压力的标准差; I 为平均有效压力,公式为

$$I = \frac{W_e}{V_s} \tag{2}$$

其中 W_e 为循环功, V_s 为排量。

随着混合气变得稀薄,燃烧不稳定性增大,由图 3 可看出,因部分不稳定燃烧循环的存在, $\lambda=1.42$ 时的缸压曲线相比于 $\lambda=1$ 时缸压曲线上升过程中出现略微变缓的现象。由图 4 可知,当 $\lambda=1$ 时,3 种喷气工况 C_I 均为 1% 左右;当 $\lambda=1.42$ 时, C_I 从 5.37% 变化到 3.89%, C_I 降低至 5% 以内,这是由于火花塞附近混合气更浓,滞燃期缩短,缸内混合气燃烧速度加快,燃烧稳定性提高。

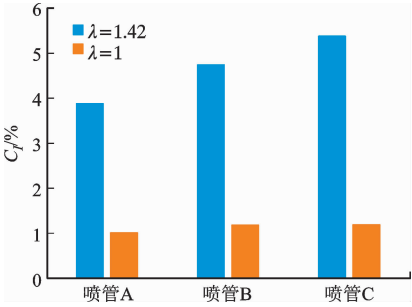
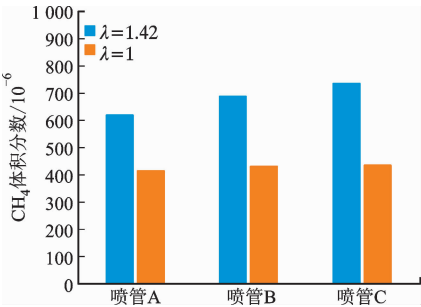


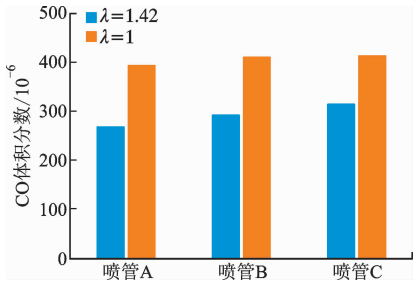
图 4 喷气方向与位置对 C_I 的影响

Fig. 4 Effect of injection direction and position on C_I

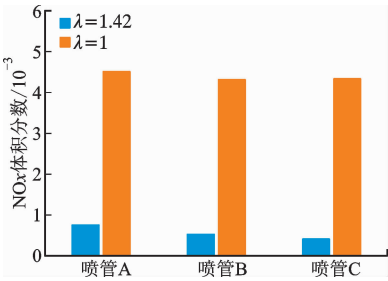
图 5 为喷气方向与位置对发动机 CH_4 和 CO 排放的影响。可以看出,当 $\lambda=1.42$ 时,与喷管 B 相比,喷管 A 的 CH_4 和 CO 排放均有所降低, CH_4 和 CO 排放体积分数分别减少了 9.6% 和 8.5%。与喷管 B 相比,天然气喷射情况喷管 C 的 CH_4 和 CO 排放有所增加,体积分数分别增加了 6.7% 和 4.7%。喷气方向与进气气流方向垂直时,缸内混合气的均匀性得到提高,混合气过浓与过稀区域减少,



(a) CH_4 排放



(b) CO 排放



(c) NO_x 排放

图 5 喷气方向与位置对发动机排放的影响

Fig. 5 Effect of injection direction and position on engine emissions

缸内混合气分布合理有利于燃烧,缸内温度相应提高, NO_x 排放相应增加。喷气位置远离气门会使得缸内混合气分布不利于燃烧, CH_4 、 CO 排放恶化。

2.2 喷气压力对发动机燃烧及排放的影响

限于篇幅,对于喷气压力对发动机的影响,仅以 50% 负荷下缸压曲线为例进行分析,如图 6 所示,相比于低压长脉宽,高压短脉宽的最大缸压增加了 4.8%。缸内混合气浓度分布是由燃气与空气在进气道内的预混与缸内大尺度掺混共同决定的。在一定范围的发动机稳定运行的稀薄工况下,高喷气压力可以使得喷出的燃气具有更高的动能,燃气射流对来流空气的冲击作用更强,进气道内燃气与空气混合的均匀性相对增加,与此同时高喷气压力也会增加缸内湍流强度。低喷气压力不仅会使天然气射流强度减弱,也会导致喷气脉宽延长,这样天然气进入缸内的持续时间也会延长,随着活塞持续下行,泵吸作用会减弱,缸内大尺度掺混也会减弱。50% 负荷时喷气压力对发动机排放的影响如图 7 所示,各负荷下,采用高喷气压力下发动机 CH_4 、 CO 排放均低于采用低喷气压力时的排放,其中 50% 负荷工况下 CH_4 和 CO 排放的体积分数分别降低了 13.6% 和 25%,燃烧和排放明显改善。在 NO_x 排放上,由于其燃烧效果更好,高喷射压力时发动机 NO_x 排放也略有增大。

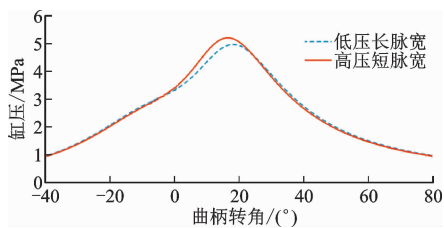
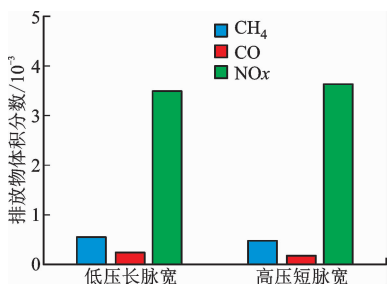
图6 喷气压力对缸压的影响($\lambda = 1.26$)Fig. 6 Effect of injection pressure on cylinder pressure ($\lambda = 1.26$)

图7 喷气压力对发动机排放的影响

Fig. 7 Effect of injection pressure on engine emissions

3 天然气发动机进气、燃烧过程仿真

3.1 仿真模型的建立

采用“逆向工程”得到发动机三维模型生成 stl 文件导入 CONVERGE, 并对几何形状区域进行划分, 分为缸内、火花塞、进气部分、排气部分, 如图 8 所示。

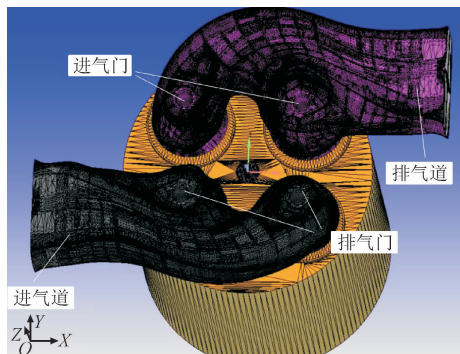


图8 仿真域示意图

Fig. 8 Schematic diagram of simulation domain

选用 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型以“重整化群理论”统计方法推导、模拟高速流动及涡流。燃烧模型采用 SAGE 详细机理模型, 机理为 GRI-mech3.0 甲烷反应机理。点火模型为能量源火焰面模型。排放模型为扩展的 Zel'dovich 模型。应用 Species Transport 模型, 同时设置湍流施密特数 $Sc_t = 0.78$, 用以模拟天然气-空气流动与混合^[20]。压力与速度耦合算法

选用 PISO 算法。

基础网格 4 mm, 天然气喷管入口加密 4 级 (0.25 mm), 空气流入边界加密 3 级 (0.5 mm), 气门边界加密 2 级 (1 mm), 对缸内整体网格细化至 1 mm, 开启 AMR3 级, 即 0.5 mm (自适应网格加密可根据温度、速度变化自动生成加密网格以捕捉流动及燃烧), 其中温度自适应加密开启阶段为从点火前至燃烧结束。点火核心附近设置 3 层尺寸逐渐变大、网格由密到疏的加密区, 以保证模拟火核成长, 加密等级分别为 5 级、4 级、3 级, 3 级加密区采用全过程加密, 用以模拟火花塞附近流场以及混合气形成过程, 4 级、5 级加密区在点火燃烧时开启加密。状态巅峰网格数量 220 万。

选取 50% 负荷工况作为模型验证的负荷, 同时喷管选用侧壁打孔喷管, 喷气压力为 736.63 kPa, 边界条件根据实验结果以及经验填写。各壁面温度边界条件设置如下: 活塞温度为 600 K, 缸盖温度为 550 K, 燃气喷管入口和喷管壁面的温度为 300 K, 进气道温度设置为 310 K, 进气门和排气门的温度分别为 350、730 K, 排气道温度为 730 K。燃气喷射采用质量流量边界条件。图 9 为采用基于容积法开发的喷气规律测量装置^[21-22]测得的喷气质量流量曲线。

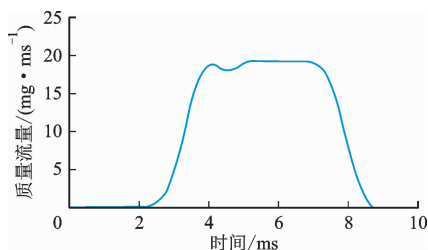


图9 燃气质量流量曲线

Fig. 9 Gas mass flow curve

3.2 模型验证

为了揭示混合气形成过程, 采用侧壁打孔喷管, 喷气压力为 736.63 kPa, 喷气正时上止点前 320° 的方案进行模拟并验证模型, 后续分析喷气时刻对发动机燃烧特性的影响, 喷气时刻为 360° 、 340° 、 320° 、 300° 。

仿真得到的缸压曲线和排放数据与实验数据的对比如图 10 与表 5。可以看出, 缸压曲线具有较好的一致性, CH_4 、 CO 排放预测准确性良好, NO_x 排放仿真值略低于实验测量值, 主要是因为数值模拟只考虑了 NO 排放, 而在实验研究中测量的是 NO_x 的排放, 包含多种成分。可见模型具有较好的准确

性,可以用于天然气发动机燃烧过程的预测分析。

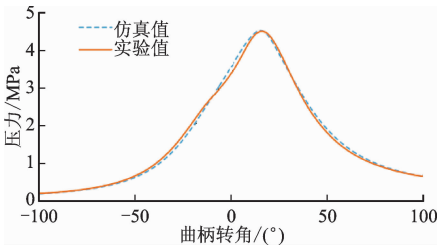


图 10 仿真与实验缸压验证

Fig.10 Cylinder pressure verification of simulation and experimental

表 5 仿真与实验排放物排放量对比

Table 5 Comparison of emissions between simulation and experiment

参数	仿真值	实验值
单个循环 NO _x 排放量/mg	13.45	14.27
单个循环 CH ₄ 排放量/mg	5.61	5.64
单个循环 CO 排放量/mg	4.31	4.33

4 仿真结果分析

4.1 喷气时刻对发动机燃烧过程的影响

如图 11 所示,随着喷气时刻(以对应的曲柄转角度数表示)从上止点前 360°推迟至上止点前 300°,缸内最大燃烧压力呈现先略微上升后降,之后明显上升的现象,在 300°喷气时达到最大燃烧压力 5 171.628 kPa,相比于燃烧压力较低的喷气时刻,增加了 12.52%。同时峰值相位的变化过程为先前移后推迟但变化幅度不大,之后明显前移。如图 12 所示,360°、340°、320°喷气燃烧始点、燃烧重心、燃烧终点呈现先减小后增加的趋势,但是变化幅度不明显,300°喷气时,各燃烧参数所对应相位均明显提前,燃烧速度最快,缸内混合气燃烧效率提高。

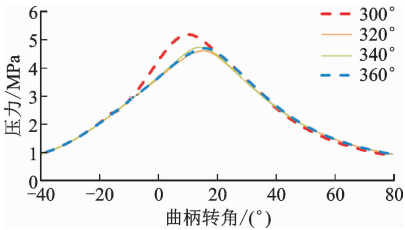


图 11 喷气时刻对缸压的影响

Fig.11 Effect of injection timing on cylinder pressure

4.2 喷气时刻对缸内混合气分布演变历程的影响

图 13 为不同喷气时刻下,进气、压缩过程中,以过火花塞中心截面作为分析参考面,用以分析缸内

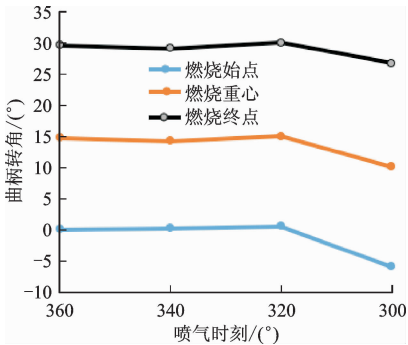


图 12 喷气时刻对燃烧参数的影响

Fig.12 Effect of injection timing on combustion parameters

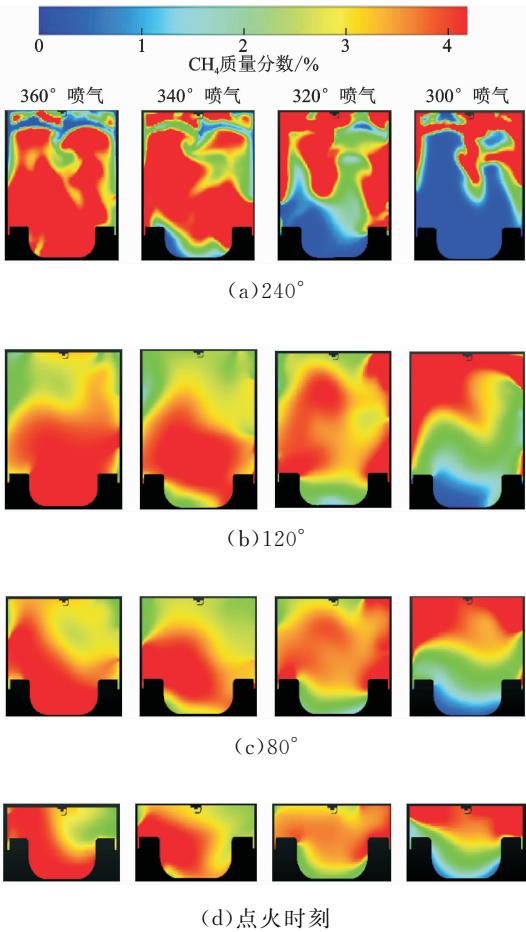


图 13 各喷气时刻缸内混合气浓度场分布

Fig.13 Concentration field of mixture in cylinder at different time

混合气浓度场演变规律。进气行程为上止点前 360°喷气,由于其喷气时刻早,天然气进入缸内的时间也就相对较早,浓混合气分布更加偏向气缸下部,燃烧凹坑内被浓混合气覆盖。随着喷气时刻的推迟,燃气进入缸内的时间相应推迟,浓混合气分布向气缸上方移动,燃烧室凹坑内浓混合气减少。300°喷气时,浓混合气分布于气缸上部,燃烧室凹坑内几

乎无燃气分布。进入压缩行程后如图 13b、c 所示,缸内整体混合气受到向上的推举作用,但喷气时刻对浓混合气的分布规律未改变。点火时刻如图 13d 所示,300°喷气时,浓混合气分布于燃烧室凹坑山上方火力岸余隙,从上到下,混合气浓度逐渐降低,出现明显的分层现象。对于保留有涡流进气道的大缸径船用天然气发动机,喷气时刻决定了浓混合气在缸内的位置,涡流起到维持混合气分层的作用。

4.3 喷气时刻对缸内火焰传播的影响

相比于传统的简化燃烧模型,SAGE 详细反应机理模型不仅可以模拟得到温度、压力等参数,还可以得到化学反应的中间产物,故采用此模型。碳氢化合物燃烧时会产生中间产物活性 $\text{OH} \cdot$ 于高温火焰中,以 $\text{OH} \cdot$ 来表征缸内燃烧。图 14 为不同喷气时刻下,缸内 $\text{OH} \cdot$ 浓度场分布。火焰发展初期时如图 14a 所示,喷气时刻为 300°时的 $\text{OH} \cdot$ 分布范围远大于其他喷气时刻,因为其缸内混合气出现明显分层,此时火花塞附近燃气浓度高于其他 3 个喷气时刻,有利于初期火焰核心发展。随着火焰的发展,如图 14b~d 所示,300°喷气时其 $\text{OH} \cdot$ 分布范围亦最大,且 $\text{OH} \cdot$ 整体浓度也最高,燃烧剧烈。图 14e 喷气时其火焰亦最先遍布整个缸内,火焰传播速度最快,燃气燃烧效率最高。

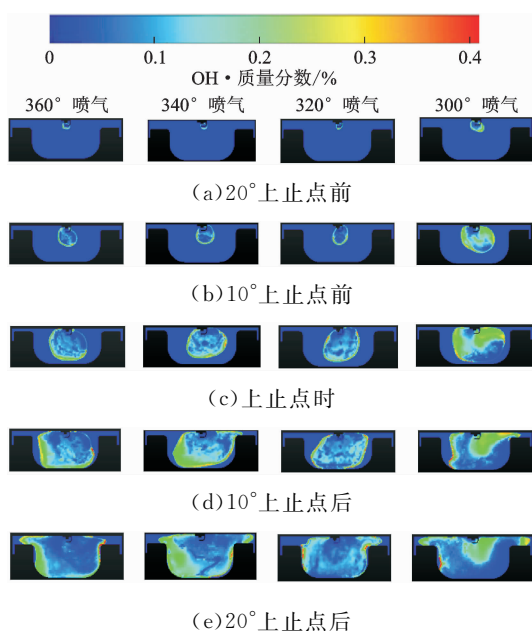


图 14 缸内燃烧过程 $\text{OH} \cdot$ 分布

Fig. 14 Combustion process in cylinder

5 结 论

(1)喷气方向与进气气流垂直可以增强扰动作用,喷气位置距气门远可以增加燃气射流在进气道

中行进的距离,增加进气混合的均匀性,并且浓混合气分布合理,燃气燃烧效率提高, CH_4 、 CO 排放得到明显改善。

(2)相比于低喷气压力,采用高喷气压力使得喷出的燃气具有更高的动能,进而增加了缸内湍流强度,燃气射流对来流空气的冲击作用更强,进气道内燃气与空气预混更优,脉宽的缩短使得燃气进入缸内时活塞泵吸作用更强,缸内大尺度掺混更优。高喷气压力下缸内燃烧明显改善, CH_4 和 CO 排放分别降低了 13.6% 和 25%。

(3)随着喷气时刻的推迟,燃气进入缸内的时间相应推迟,浓混合气分布向缸内上方移动,活塞的上行并没有改变缸内混合气分布规律,当 300°喷气时,点火时刻缸内从上到下,混合气浓度逐渐降低,出现明显的分层现象,火焰核心稳定,火焰传播速度加快,燃气燃烧效率提高。

参考文献:

- [1] ERKUŞ B, SÜRMEN A, KARAMANGİL Mİ. A comparative study of carburation and injection fuel supply methods in an LPG-fuelled SI engine [J]. Fuel, 2013, 107: 511-517.
- [2] MA Fanhua, Wang Yu. Study on the extension of lean operation limit through hydrogen enrichment in a natural gas spark-ignition engine [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2008, 33(4): 1416-1424.
- [3] TAKASAKI K. Observations on the development and practical application of marine gas engines [J]. Classnk Technical Bulletin, 2012, 30: 1-9.
- [4] TAKASU K, KINOSHITA H, KATO R. Effects on fuel economy and NO_x emission using stratified charge and EGR system for a single cylinder motorcycle engine [C] // Small Engine Technology Conference & Exposition. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2008: 2008-32-0018.
- [5] WANG Liyuan, YANG Liping, SONG Enzhe, et al. Effect of port gas injection on the combustion instabilities in a spark-ignition lean-burn natural gas engine [J]. International Journal of Bifurcation and Chaos, 2018, 28(10): 1850124.
- [6] YANG Liping, SONG Enzhe, DING Shunliang, et al. Analysis of the dynamic characteristics of combustion instabilities in a pre-mixed lean-burn natural gas engine [J]. Applied Energy, 2016, 183: 746-759.
- [7] SONG Enzhe, LIU Zhenting, YANG Liping, et al. Effects of nozzle structure on the gas mixture uniformity

- ty of marine gas engine [J]. *Ocean Engineering*, 2017, 142: 507-520.
- [8] SEMIN, CAHYONO B, AMIADJI, et al. Air-fuel mixing and fuel flow velocity modeling of multi holes injector nozzle on CNG marine engine [J]. *Procedia Earth and Planetary Science*, 2015, 14: 101-109.
- [9] HAJBABAIE M, KARAVALLAKIS G, JOHNSON K C, et al. Impact of natural gas fuel composition on criteria, toxic, and particle emissions from transit buses equipped with lean burn and stoichiometric engines [J]. *Energy*, 2013, 62: 425-434.
- [10] SEBOLDT D, LEJSEK D, BARGENDE M. Injection strategies for low HC raw emissions in SI engines with CNG direct injection [J]. *Automotive and Engine Technology*, 2016, 1(1): 81-91.
- [11] WANG Tao, ZHANG Xin, ZHANG Jibao, et al. Numerical analysis of the influence of the fuel injection timing and ignition position in a direct-injection natural gas engine [J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 149: 748-759.
- [12] ZENG Ke, HUANG Zuohua, LIU Bing, et al. Combustion characteristics of a direct-injection natural gas engine under various fuel injection timings [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26(8/9): 806-813.
- [13] YANG Bo, ZENG Ke. Effects of natural gas injection timing and split pilot fuel injection strategy on the combustion performance and emissions in a dual-fuel engine fueled with diesel and natural gas [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 168: 162-169.
- [14] YANG Bo, WEI Xing, XI Chengxun, et al. Experimental study of the effects of natural gas injection timing on the combustion performance and emissions of a turbocharged common rail dual-fuel engine [J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, 87: 297-304.
- [15] YOU Jinwen, LIU Zhongchang, WANG Zhongshu, et al. Impact of natural gas injection strategies on combustion and emissions of a dual fuel natural gas engine ignited with diesel at low loads [J]. *Fuel*, 2020, 260: 116414.
- [16] COLEMAN H W, STEELE W G. *Experimentation and uncertainty analysis for engineers* [M]. New York, USA: Wiley-Interscience, 1989: 28-42.
- [17] LI Weifeng, LIU Zhongchang, WANG Zhongshu. Experimental and theoretical analysis of the combustion process at low loads of a diesel natural gas dual-fuel engine [J]. *Energy*, 2016, 94: 728-741.
- [18] ACAR M S, ERBAS O, ARSLAN O. The performance of vapor compression cooling system aided Ranque-Hilsch vortex tube [J]. *Thermal Science*, 2019, 23(Part B): 1189-1201.
- [19] PAUL A, BOSE P K, PANUA R S, et al. An experimental investigation of performance-emission trade off of a CI engine fueled by diesel-compressed natural gas (CNG) combination and diesel-ethanol blends with CNG enrichment [J]. *Energy*, 2013, 55: 787-802.
- [20] ZHAO Dongmei, XIA Yifan, GE Haiwen, et al. Simulations of flame propagation during the ignition process in an annular multiple-injector combustor [J]. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 2019, 29(6): 1947-1964.
- [21] DONG Quan, YANG Xiyu, JIA Demin, et al. Measurement and verification of transient injection flow rate of high pressure natural gas pulse injector [J]. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2020, 76: 101831.
- [22] 董全, 陶锋, 姚崇, 等. 天然气发动机燃气喷射规律测试技术及分析 [J]. *哈尔滨工程大学学报*, 2018, 39(10): 1640-1648.
- DONG Quan, TAO Feng, YAO Chong, et al. Measurement technology and analysis of gas injection rate for the compressed natural gas (CNG) engine [J]. *Journal of Harbin Engineering University*, 2018, 39(10): 1640-1648.

(编辑 亢列梅)