

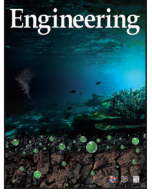


ELSEVIER

Contents lists available at ScienceDirect

Engineering

journal homepage: www.elsevier.com/locate/eng



Research
Engines and Fuels—Article

汽油压燃发动机低负荷燃烧稳定性和冷机着火性能的实验研究

周磊^{a, #}, 华剑雄^{a, #}, 卫海桥^{a, *}, 韩义勇^{a, b}

^a State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China

^b Guangxi Yuchai Machinery Co., Ltd., Yulin 537005, China

ARTICLE INFO

Article history:

Received 15 May 2018

Revised 8 October 2018

Accepted 25 December 2018

Available online 28 March 2019

关键词

汽油压燃

冷启动

热机工况

喷油策略

燃烧稳定性

摘要

汽油压燃 (GCI) 是一种极具发展前景的低排放、高效率燃烧技术。然而, 低负荷燃烧稳定性和冷启动是 GCI 燃烧面临的两大挑战。为了解决这些问题, 研究人员提出了负气门重叠角 (NVO)、喷油策略优化、燃油重整和进气预热等策略, 然而, 冷启动难题却仍然有待解决。本文的目标正是研究实现 GCI 发动机冷启动的切实可行的方法。本研究结合了 NVO、缸内燃油重整和进气预热, 以实现在冷机和冷边界条件下 GCI 发动机的着火和随后的热机工况。结果表明, 喷油开始时刻 (SOI) 在进气冲程时具有最佳的燃油经济性; SOI 在压缩冲程期间可有效拓展发动机小负荷极限; SOI 在 NVO 期间则可实现发动机在冷进气和冷却液未预热条件下的稳定燃烧。考虑到 NVO 喷油策略具有未燃混合气活性强、缸内热积累速度快的特点, 该策略非常适合用于实现 GCI 的冷机着火。在冷启动过程中, 实现 GCI 发动机的着火还需要一些辅助措施, 如进气加热, 以启动第一个着火循环。通过 NVO 策略、缸内燃油重整和进气预热的组合, 本文实现了 GCI 发动机在 5 个燃烧循环内的成功着火。启动过程结束后, 发动机无需再采用进气预热即可实现稳定运行。

© 2019 THE AUTHORS. Published by Elsevier LTD on behalf of Chinese Academy of Engineering and Higher Education Press Limited Company This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

1. 引言

均质充量压燃 (HCCI) 燃烧具有实现超低氮氧化物 (NO_x) 和颗粒物 (PM) 排放的潜力, 同时还能保持与柴油机相当的热效率[1–4]。由于缸内均匀的燃油/空气混合气和多点自燃的着火方式, HCCI 燃烧速率快, 燃烧持续时间短。但由于其着火完全由化学反应动力学[5]控制, 因此 HCCI 发动机的工作范围受到限制。预混充量压燃 (PCCI) 是通过喷射正时来控制燃烧相位的一种燃烧模式。该燃烧模式结合了传统柴油燃烧与 HCCI 燃烧的特点, 在燃烧开始前需将燃油完全喷入燃烧室, 以促进空气/燃油的混合过程[6,7]。为了对燃烧

相位和排放物 NO_x 及 PM 进行有效控制[8,9], 该燃烧模式往往需要非常高的废气再循环 (EGR) 率, 这将对燃烧稳定性和功率密度带来负面效果。研究发现, 采用低十六烷值燃油, 如汽油或柴油/汽油混合物, 可以解决 NO_x 与 PM 之间的权衡问题[10–12], 这是由于较长着火滞燃期为燃油/空气混合[13]提供了足够的时间。许多研究人员通过以汽油为燃油的 PCCI 燃烧模式, 或称为汽油压燃 (GCI) 燃烧模式, 实现了发动机的高热效率和极低的污染物排放[14–16]。在 GCI 燃烧中, 不易自燃的特性增加了空气/燃油混合时间, 而充分的混合时间和高挥发性使得 GCI 发动机即使在高负荷条件下依然可达到很低的 NO_x 和 PM 排放。

* Corresponding author.

E-mail address: whq@tju.edu.cn (H. Wei).

[#] These authors contributed equally to this work and should be considered as equal co-authors.

然而，GCI燃烧在低负荷条件下的着火性能仍然是一个有待解决的问题。在低负荷条件下，燃油的减少和较低的热力学状态会导致过长的着火滞燃期，从而导致非常晚的燃烧相位和较差的燃烧稳定性。进气预热[16]、进气增压[17]、负气门重叠角（NVO）[18,19]以及优化的喷油策略[20–22]已被证明是提高燃油着火能力和燃烧稳定性的有效方法。然而，由于小负荷工况功率输出和排气动能都较低，因此进气预热和进气增压难以实现。NVO策略可有效改善燃烧室初始热力学状态，缩短着火滞燃期，几乎是实现GCI小负荷着火的必要策略。隆德大学Borgqvist等[19]利用NVO策略将GCI的低负荷极限拓展到0.19 MPa平均指示压力（IMEP）。在喷油策略方面，Kolodziej等[20,21]提出，由于缸内存在适当的燃油分层，单次喷射和较低的喷油压力有利于拓展GCI的低负荷极限。此外，在NVO的早期喷射燃油时，由于存在高活性的重整产物，发动机可采用更加稀薄的燃油/空气混合气实现稳定燃烧[23,24]。通过NVO初期的燃油喷射，Hunicz[23]将GCI最小负荷的IMEP拓展到了0.14 MPa。

在上述提升低负荷燃烧稳定性的策略中，NVO策略和优化喷射策略是在实际发动机中最实用的方法。在GCI发动机的实际工作条件下，现有文献中很少提到的另一个挑战则是冷启动问题。Yao等[4]提出，为了克服冷启动过程中着火困难的问题，发动机可能需要在常规燃烧模式下启动，然后经过较短的预热时间后切换到GCI模式。然而，如果发动机以火花塞点火（SI）模式启动，则需要增加额外的火花塞、点火线圈和节气门，这使发动机的结构更加复杂。此外，从SI模式到GCI模式的切换需要气门正时、节气门位置、点火正时、喷射正时的协同变化，这大大增加了发动机控制上的难度，并且切换过程也必然会引起扭矩波动，影响驾驶舒适度。如果发动机采用传统的柴油燃烧方式启动，则需要为发动机增加一套高压喷射系统来专门在冷启动过程中喷射柴油，这对发动机制造来说成本大大增加。因此，采用GCI燃烧方式直接启动发动机是一个很好的解决方案。但GCI冷启动涉及许多先进技术的协同使用，并且目前关于GCI发动机冷启动的研究非常有限。Kalghatgi和Johansson[25]指出，在GCI应用于实际发动机之前，需要在冷启动方面进行大量的开发工作。

因此，本文的研究目标是通过不同技术的组合实现GCI发动机在冷机状态的稳定着火。通过结合NVO、缸

内燃油重整和进气预热实现GCI发动机在冷边界条件下的着火过程。本文对两种典型工况进行了实验，包括冷机、冷边界条件下的稳态工况和冷启动工况。首先，研究比较了不同喷射策略下的燃烧稳定性，确定了最适合发动机在冷边界条件（低温进气和冷却液温度）下工作的控制策略。其次，对比了GCI发动机中不同喷油策略下的燃油着火能力，并实现了冷机状态下GCI发动机的快速着火，为实际应用提供参考价值。需要指出的是，本文的核心是研究GCI着火的策略，而忽略了着火过程中的排放物生成，这将在后期的工作中加以解决和优化。

本文的结构如下：第2部分介绍了实验装置和测试工况；第3部分在不同冷却液温度条件下对不同喷射策略进行了比较，研究了不同喷射策略下GCI发动机的冷启动能力；最后，第4部分列出了本文的主要结论。

2. 实验装置与测试操作

2.1. 实验装置

本文采用单缸四冲程水冷式Ricardo E6发动机进行实验，如图1所示。发动机配备了顶面加高的经过改造的活塞，以实现高压压缩比。发动机的缸径和冲程分别为80 mm和100 mm（实验发动机的更多具体参数见表1）。实验采用17.5:1的高压缩比实现GCI燃烧，采用全可变气门机构（VVA）实现NVO以保证小负荷燃烧的稳定。实验采用自主开发的喷油系统，通过喷油控制器可调节喷油时刻、喷油持续期和喷油压力。本实验使用的喷油器是西门子VDO压电喷油器，其喷雾形态为空锥形。喷油器使用汽油喷射的喷雾纹影图片如图2所示，实验中采用的喷油压力为20 MPa。

图1为发动机和实验装置示意图。发动机转速由DZC-20型直流测功机控制，其误差在±0.2%。缸压信号通过安装在气缸盖上的Kistler 6118B压力传感器进行采集，由Kistler 5018电荷放大器进行信号放大，并通过燃烧分析仪记录和分析。通过光电编码器的同步控制，缸压信号的采集分辨率为0.1 °CA（曲轴转角）。气门升程由KEYENCE EX-422V位移传感器测量。实验中采用质量式油耗仪对油耗进行测量，测量范围为0~6 kg·h⁻¹，测试误差为±0.2%。冷却液和润滑油温利用Siemens PID控制器进行监测和调节，其温度波动在±2 °C以内。发动机进气口的质量流量采用Toccel LFE060流量计进行测量，测量误差为±1%。

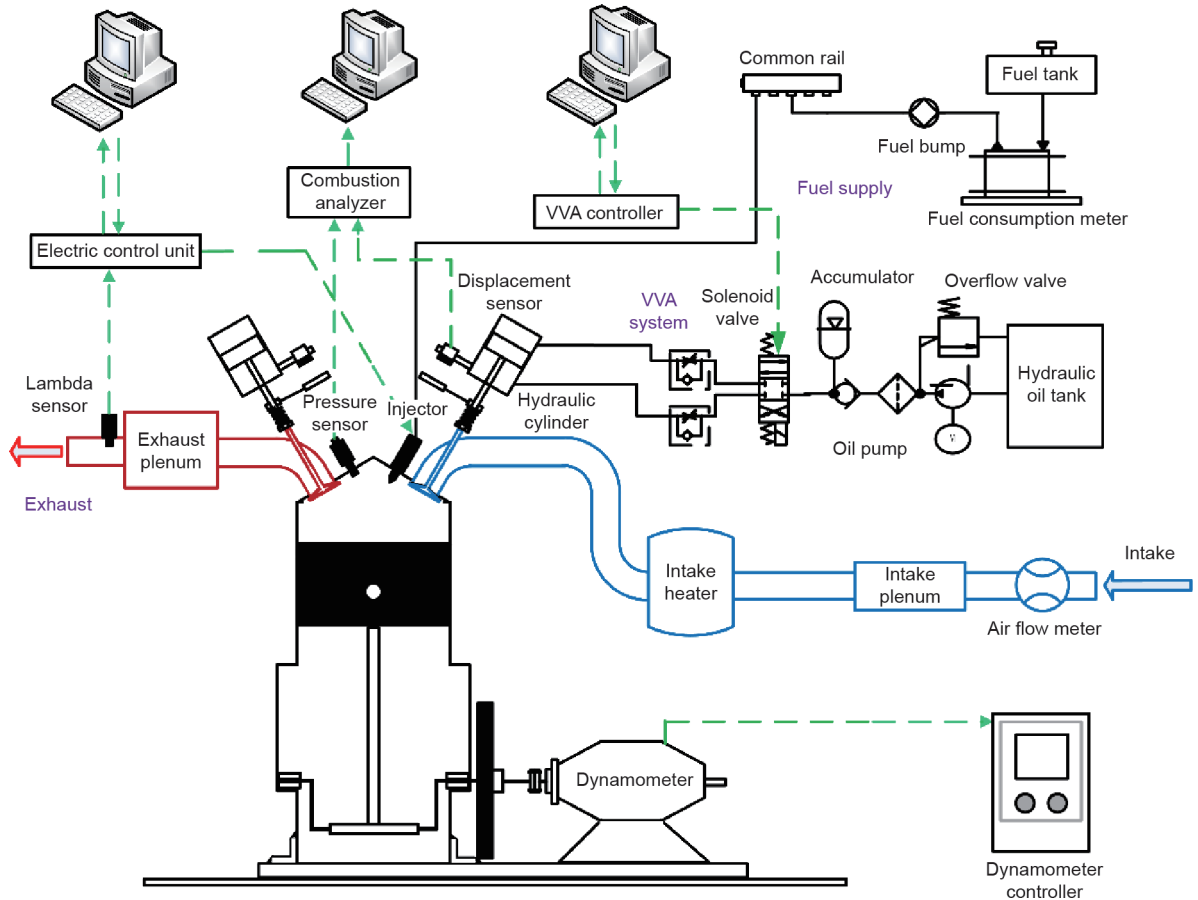


图1. 发动机原理图及实验装置。VVA：可变气门机构。

表1 实验发动机参数

Item	Description
Engine type	Single cylinder, four-stroke
Bore × stroke (mm ²)	80 × 100
Sweep volume (L)	0.5 L
Compression ratio	17.5:1
Valve mechanism	VVA, 2-valve
Combustion system	Compression ignition
Injection system	Direct injection, piezoelectric injector

2.2. 实验工况

在本实验中，对称的NVO保持在140 °CA，发动机转速保持在800 r·min⁻¹，以保证在低负荷条件下的GCI稳定燃烧。表2列出了实验的详细控制参数。在不同的实验工况下，进气压力始终保持在0.1 MPa，而冷却液温和进气温度随实验工况不同有所改变。发动机采用研究法辛烷值（RON）为92号壳牌汽油作为燃油，其特性如表3所示。在每个工况下采集200个连续循环的压力信号进行燃烧分析。

在本研究中，分别在稳态工况和冷启动工况下对

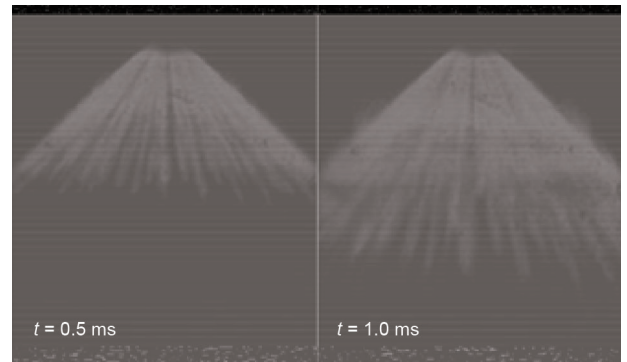


图2. 喷射压力为20 MPa、环境压力为0.1 MPa的压电喷油器喷雾纹影图。 t ：喷油开始（SOI）时刻后经历的时间。

比了3种喷油策略。喷油策略包括NVO喷射、HCCI喷射和部分预混燃烧（PPC）喷射策略，气门和喷射示意图如图3所示。3种策略的喷油压力均保持在20 MPa不变。NVO喷油策略的喷油时刻是在排气门关闭（EVC）后，即上止点前（bTDC）400 °CA，此时喷入的燃油受到残余废气和活塞压缩的影响，发生重整反应产生高活性产物。在HCCI策略中，燃油在进气门开启（IVO）时刻，即290 °CA bTDC被喷入燃烧室，以获得均匀混

表2 实验控制参数

Parameter	Value
Engine speed ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	800
NVO ($^{\circ}\text{CA}$)	Symmetric 140
Intake temperature ($^{\circ}\text{C}$)	15–55
Coolant temperature ($^{\circ}\text{C}$)	25–65
Intake pressure (MPa)	0.1
RON	92
Injection pressure (MPa)	20

RON: research octane number.

表3 实验中使用的汽油燃油的特性

Property	Value
Lower heating value ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)	44 000
RON	92
Molecular formula	C5–C12
Density ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	700–780
Stoichiometric air-fuel ratio	14.7
Heat of vaporization ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)	373
Boiling point ($^{\circ}\text{C}$)	40–200
Ignition point ($^{\circ}\text{C}$)	~427

合气。为了在燃烧室内实现适当的燃油分层，PPC策略的喷油时机为压缩冲程。对于每个燃油供应量（每循环6 mg、9 mg和12 mg），PPC的最佳喷射时间分别为 32°CA bTDC、 42°CA bTDC和 60°CA bTDC。

在发动机的实际工作中，车辆的启动需要以下几个步骤：①发动机冷机着火；②稳定运行一段时间使发动机变暖（发动机热机）；③车辆前进的所需工况。因此，本实验中的工况分为两组：首先，开展低负荷稳定工况下的燃烧稳定性分析，确定发动机热机工况；其次，研究GCI发动机的着火策略，实现快速着火过程。

实验中，在稳态工况和充分热机的条件下，维持GCI稳定燃烧的最小燃油供应量为每循环6 mg左右。然而，在热机和冷机着火条件下，则需要更多的燃油来达到所需的燃烧稳定性。因此，在实验工况中，燃油供给量设置为最小燃油量的1倍、1.5倍和2倍，即每循环6 mg、9 mg和12 mg。本文的研究目标也包括确定最适合GCI发动机热机和冷机着火的燃油供给量。在进行稳定性实验时，进气温度保持在 15°C ，冷却液温度由 65°C 降低到 25°C （实验工况的详细信息见表4）。进气状态保持在常温常压是必不可少的条件，因为在发动机实现启动后，发动机即工作在无增压和无外部加热的常温常压环境下。稳定性分析的目的是确定用于GCI发动机热机工况的最优喷油策略和最佳供油量。在GCI冷

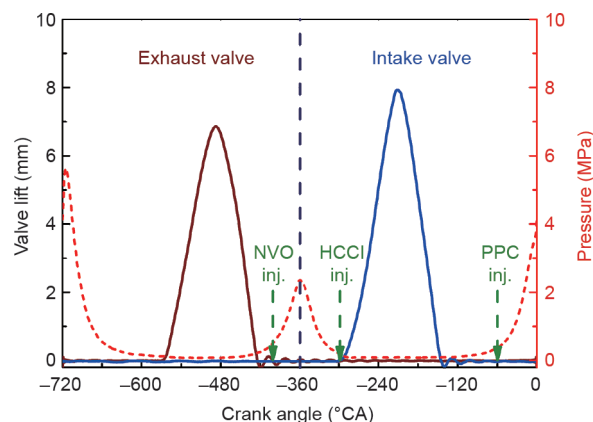


图3. 实验采用的气门升程和喷油策略示意图。Inj.: 燃油喷射。

机着火实验中，测试了不同冷却液温度和进气温度下发动机的冷启动能力，实验工况如表5所示。在进行冷机着火实验时，首先利用电力测功机将发动机倒拖至 $800\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 。当燃油被喷入燃烧室时，同时触发缸内压力的信号的采集。为了保证实验的可重复性，每个边界条件下的冷启动实验重复测试3次。每次测试后，发动机都在无燃油供应的情况下倒拖运行几分钟，直到排气温度下降到一个稳定的值。此外，冷却液循环在冷启动期间关闭，以减少散热损失，这与实际发动机的控制策略相同。需要注意的是，在实际发动机冷启动过程中，发动机的转速存在一个从约 $200\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 到约 $800\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 的加速过程。然而，目前尚不能确定本文所采用的策略能否实现稳定的冷机着火。此外，即使实现了冷机着火，发动机启动中的加速过程也会给实验带来额外的不确定性。考虑到本文的目标是确定适当的方法，以实现稳定而快速的发动机冷机着火过程。因此，我们最终选择了一个恒定的发动机转速，更具体地说，是以一个典型的发动机怠速转速来进行实验的。并且实验中较好的着火能力也能反映实际发动机中较好的冷启动能力。

3. 结果与讨论

3.1. 低负荷工况下的燃烧稳定性研究

如上文所述，本文实验分为两部分：燃烧稳定性研究和冷启动实验。在稳定性实验中，本文目标是确定最佳的喷油正时和燃油供应策略，以保证在冷却液和进气温度为常温时发动机的稳定燃烧。

3.1.1. 喷油策略对燃烧稳定性的影响

图4为不同喷油量与不同喷射策略下的IMEP和50%质量燃烧时的曲轴转角（CA50）的对比。从图中可以

表4 低负荷稳定燃烧实验工况

Coolant temperature (°C)	Injection strategy	SOI (°CA bTDC)
65	PPC	32, 42, 60
	HCCI	290
	NVO	400
45	PPC	32, 42, 60
	HCCI	290
	NVO	400
25	PPC	32, 42, 60
	HCCI	290
	NVO	400

The intake temperature was set to 15 °C and the fuel supply was set to 6, 9, and 12 mg per cycle.

The injection timings of the PPC strategy with a fuel supply of 6, 9, and 12 mg per cycle are 32, 42, and 60 °C A bTDC, respectively.

表5 GCI冷启动试验的实验工况

Intake temperature (°C)	Coolant temperature (°C)	Injection strategy	SOI (°CA bTDC)
15	65	PPC	60
		HCCI	290
		NVO	400
35	45	NVO	400
	25	NVO	400
	25	NVO	400
55	25	NVO	400

The fuel supply was set to 12 mg per cycle.

明显看出, NVO喷射策略具有最提前的CA50, 但其IMEP在3种喷射策略中是最低的。此外, 在每循环供油量大于9 mg时, NVO喷射策略的循环波动 (CoV) 是最低的。换句话说, 由于燃油重整过程, 这种喷射策略的未燃烧混合气具有最高的反应活性, 因此这种喷射策略最适合用于发动机热机工况。当燃烧稳定时, HCCI策略具有最高的IMEP, 这意味着与其他两种策略相比, HCCI的热效率最高。因此, HCCI策略最适合于发动机中小负荷的功率输出。另一方面, 即使燃油供应非常低 (每循环6 mg), PPC策略仍然能保持稳定燃烧, 因此, 它可以在发动机充分热机后的怠速工况下使用。

为了进一步研究3种喷油策略的燃烧特性, 图5比较了每循环供油9 mg和12 mg时的缸内压力和放热率 (HRR)。NVO喷射策略和HCCI策略的HRR形态非常相似, 唯一的区别是燃烧相位不同。采用NVO喷射策略的混合气反应性更高, 着火滞燃期更短, 燃烧相位更加提前。对于9 mg和12 mg的循环供油量而言, PPC策略均具有三者中最高的HRR峰值, 这是缸内存在适当的燃

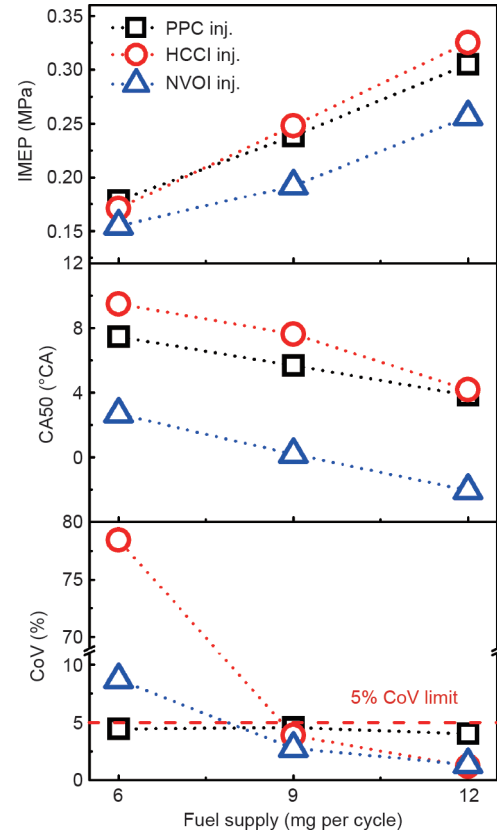


图4. 在冷却液温度为65 °C和进气温度为15 °C的条件下, 不同供油量和喷油策略下的IMEP、CA50和CoV。CA50: 50%质量燃烧时曲轴转角; CoV: 循环波动。

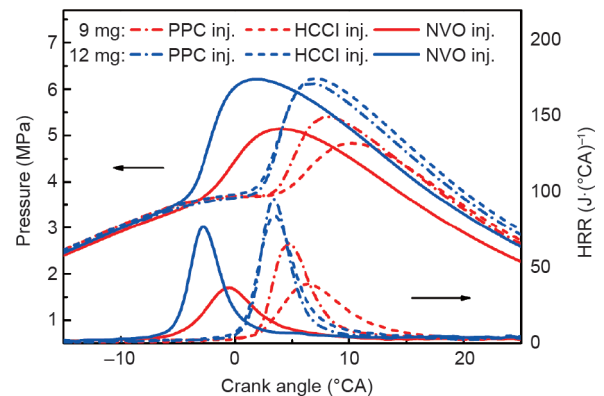


图5. 3种喷射策略以及不同喷油量下的缸内压力和HRR。

油分层导致的。当供油量非常小时, 这种燃油分层是维持稳定着火所必要的, 这也是PPC策略最适合发动机怠速的原因。此外, 值得注意的是, 不同喷油策略的缸内压力在燃油放热结束后会有所不同, 其中NVO喷油策略的缸内压力与其他两种喷油策略相比尤其低。这一现象给发动机的做功和功率输出带来了不良影响。

图6所示是HCCI策略和NVO策略的缸压-容积 ($P-V$) 对数坐标图, 图中所示的工况供油量为每循环

12 mg。从图中可明显看出，HCCI策略的正功大于NVO策略的正功，同时HCCI策略的负功也略大于NVO喷射策略的负功。两种喷油策略的差异是由燃油重整过程引起的。在NVO期间，高温废气被滞留在燃烧室内，当燃油喷入气缸时，燃油与高温气体发生化学反应，形成具有很高化学反应活性的小分子产物。根据Wolk等[24]的气体采样研究，异辛烷的重整产物包括 H_2 、 CO 、 CH_4 、 C_2H_2 、 C_3H_3 、 C_2H_4 、 CH_2O 等。其中，乙炔(C_2H_2)对提升重整产物活性的作用最大，这是由于它具有较高的活性和较大的浓度。这些高活性产物的存在降低了着火滞燃期，提前了燃烧的开始时刻和燃烧相位。然而，燃油重整过程导致了传热损失的增加和燃烧相位的过度提前，因而造成功率输出降低。因此，NVO喷射策略不适用于功率输出，但适用于发动机暖机。

3.1.2. 冷却液温度对燃烧稳定性的影响

考虑到上文讨论的因素，为确保稳定燃烧，此处选择每循环12 mg的喷油量，尽管这样会使正常怠速运行时IMEP值偏高。为了实现发动机的热机工况，进气温度和冷却液温度必须降低到室温。因此，冷却液温度从65 °C逐渐降低到25 °C。

图7为不同冷却液温度下的CA50和CoV。与预期一致，当冷却液温度降低到室温时，采用NVO喷射策略的燃烧是最稳定的。HCCI和PPC的燃烧稳定性相似；当冷却液温度低于45 °C时，两者都变得不稳定。此外，NVO策略的燃烧相位(CA50)比其他两种策略的敏感性低，这是由于燃油重整生成的反应产物具有较高的反应活性。然而，出人意料的是，当冷却液温度从45 °C降至25 °C时，HCCI策略的燃烧相CA50几乎保持不变。因此，需要对45 °C和25 °C的冷却液温度进行进

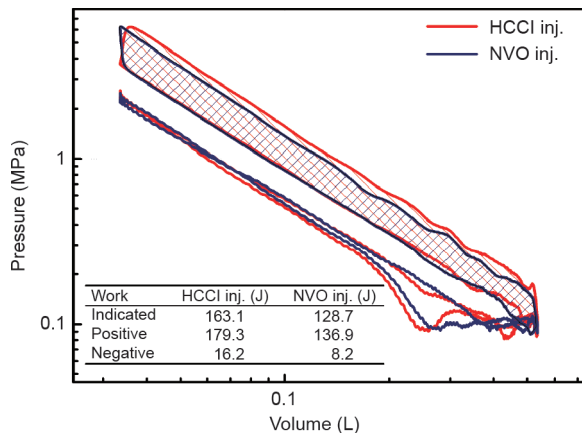


图6. HCCI和NVO喷射策略的P-V图。

一步分析。

缸内压力和HRR如图8所示。当冷却液温度从45 °C降至25 °C时，NVO喷射的HRR峰值略有降低，而此时HCCI和PPC策略的HRR却极低。由于HCCI策略和PPC策略的燃烧不稳定，故导致此时采用平均法计算得到的HRR不再具有参考价值。也就是说，冷却液温度为25 °C时出现的非常奇怪的HRR形态，主要是由超提前燃烧相位、爆震循环、失火燃烧循环和超延迟燃烧循环共同存在造成的，具体如图9和图10所示。

图9为不同喷油策略和冷却液温度下最大缸压和相应的曲轴转角分布。从图中可明显看出，当冷却液温度为25 °C时，NVO喷射策略的压力分布非常集中，而其他两种喷射策略的压力分布非常分散。在如此低的热力学状态下采用HCCI和PPC喷射策略，燃烧室内难以

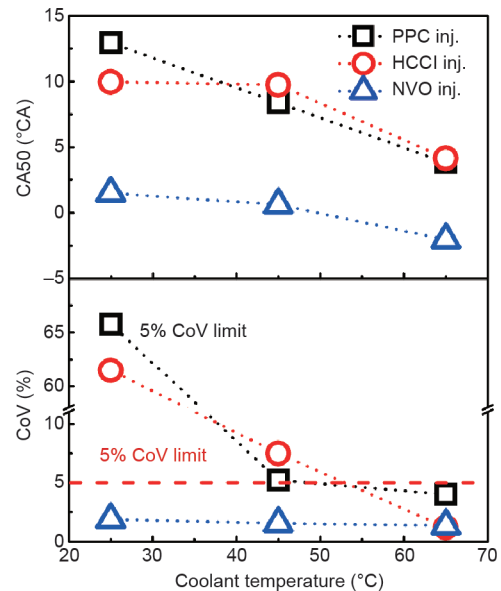


图7. 在15 °C的进气温度下不同的冷却液温度对CA50和CoV的影响。

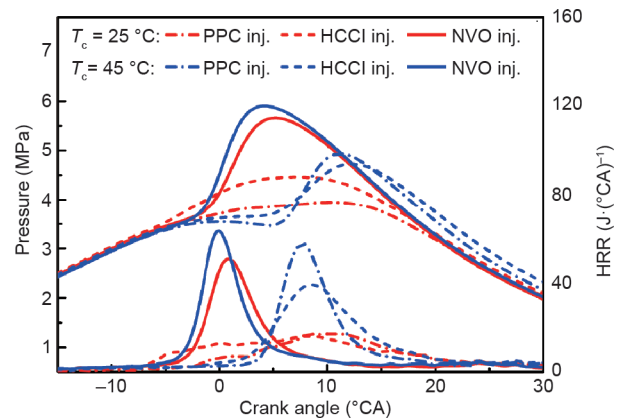


图8. 不同冷却液温度和喷油策略下的缸压和HRR曲线。 T_c : 冷却液温度。

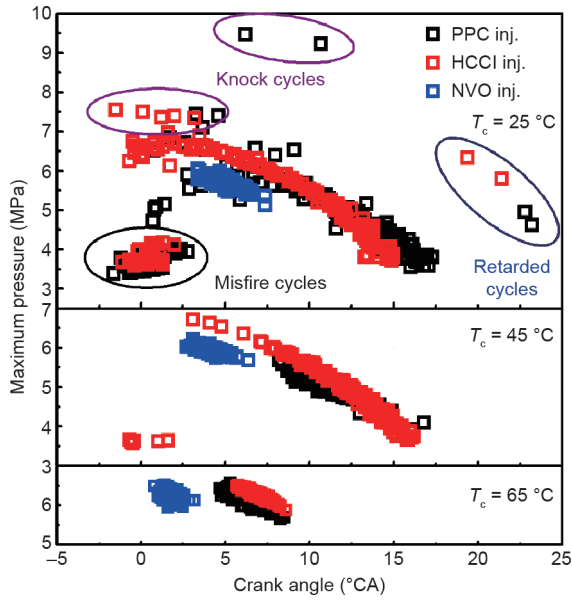


图9. 不同喷油策略和冷却液温度下最大缸压和相应的曲轴转角分布。

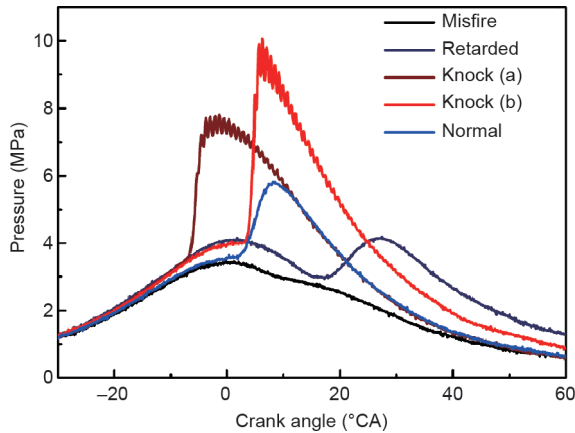


图10. 冷却液温度为25 °C时, 在典型的PPC策略失稳工况下多种燃烧循环共存现象。

产生稳定的自然, 这就导致了爆震循环、失火燃烧循环和延迟循环共存的现象。图10显示了典型PPC策略的失稳工况下多种燃烧循环的共存。在此工况下, 缸内残余废气较多, 前一个循环的燃烧过程对下一个燃烧循环的初始状态, 包括混合温度、气体组分、 O_2/CO_2 浓度等有较大的影响。因此, 相当高的CoV给不同燃烧循环的初始状态带来了较大的差异。这是爆震、失火、正常和迟滞燃烧循环并存的主要原因。应该注意的是, 同样的现象也发生在低冷却液温度(25 °C)的HCCI策略中。

3.2. GCI 发动机冷机着火性能的研究

3.2.1. GCI 冷机着火过程的策略研究

本节将采用IMEP和CA50轨迹监测GCI冷启动过程; 当CA50和IMEP没有明显波动时, 发动机冷启动被

认为是成功的。如上所述, 在每循环12 mg的燃油供应和65 °C的冷却液温度下, 这3种策略都能够在稳态工况下保持稳定燃烧。因此, 本文研究将在这些条件下进行冷启动实验, 实验结果如图11所示。可以看出, 随着循环数(时间)的增加, 燃烧过程逐渐趋于稳定; 这是由于燃油在燃烧室内发生的化学反应造成了一定的热量积累, 一旦热量积累到一定程度, 缸内初始温度就足以实现缸内的稳定着火。在3种策略中, NVO喷油策略启动最快, IMEP在20个循环左右达到稳定, 结合实验中 $800 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 的转速, 该启动过程耗时约3 s。HCCI和PPC策略需要超过40个燃烧循环来稳定IMEP, 这也进一步说明了这两种策略不适合用于GCI冷启动。

在GCI冷启动工况下, 缸内初始热力学状态、未燃混合气的反应活性和热积累速率是决定发动机启动能力的重要因素。对于NVO喷射策略, 喷入燃烧室的燃油每循环被压缩两次。NVO期间发生的低温化学反应促进了热积累过程, 产生了反应活性高的产物。因此, 本文选择NVO喷射策略用于接下来的冷启动实验。

为了进一步研究GCI的冷启动能力, 需要采用冷发动机的实际边界条件进行实验。在这部分冷启动实验中, 进气温度保持在15 °C不变, 冷却液温度从65 °C降低到25 °C。IMEP和CA50的变化如图12所示。结果表明, 降低冷却液温度明显降低了GCI发动机的冷启动能力。图12还显示了在冷却液温度为25 °C时冷启动失败。这是因为在未经加热的进气和冷却液的情况下, 燃烧室内不会发生化学反应。在GCI冷启动过程中,

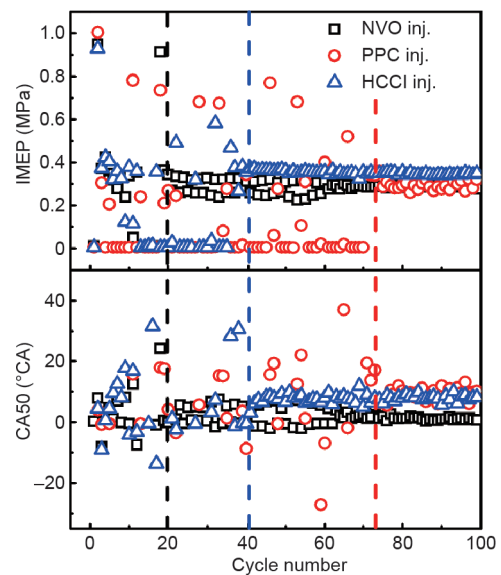


图11. 在冷却液温度为65 °C、喷油量为每循环12 mg的情况下, IMEP和CA50在3种不同的喷射策略下冷启动过程中的变化轨迹 (IMEP=0时对应的CA50的点被移除)。

第一个发生化学反应的循环很重要，因为在此之后燃烧室内才会存在热量积累的过程。由于缸内存在大量的残余气体，低温化学反应的热量积累使燃烧室壁面温度和燃烧初始温度升高。最终，当燃烧初始温度足够高时，燃油发生自燃，GCI发动机冷启动成功。相反，如图12所示，在进气和冷却液均为常温时，由于没有发生化学反应的循环，气缸内缺乏热量积累，最终导致GCI冷启动失败。

在实际发动机冷启动过程中，冷却液温度为常温且难以靠外部实现加热。因此，需要通过进气加热策略来辅助实现GCI的冷启动。在实验中，发动机转速仍保持 $800 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ ；并采用进气加热器将进气道温度加热至 $35 \text{ }^\circ\text{C}$ 和 $55 \text{ }^\circ\text{C}$ 。当发动机转速和进气温度稳定后，将燃油喷入气缸，并同时触发缸压采集。图13显示了在存在进气加热辅助下的IMEP和CA50的变化。可见，当进气口温度为 $35 \text{ }^\circ\text{C}$ 时，冷启动仍然失败；然而，当进气温度为 $55 \text{ }^\circ\text{C}$ 时，燃烧室内的混合气立即燃烧，发动机仅经过4个燃烧循环（在本实验约 0.6 s ），IMEP和CA50就趋于稳定，实现了冷启动。

从图13中可以看出，当进气温度为 $55 \text{ }^\circ\text{C}$ 时，第一个燃烧循环的IMEP非常高，但在接下来的几个燃烧循环中IMEP逐渐减小。为了探究在启动过程中缸内的燃烧过程，图14所示为启动循环的缸内压力和滤波后的压力曲线。在该冷启动条件下，第一燃烧循环的燃烧相位相对较晚，但缸内压力非常高。这是因为在该燃烧循

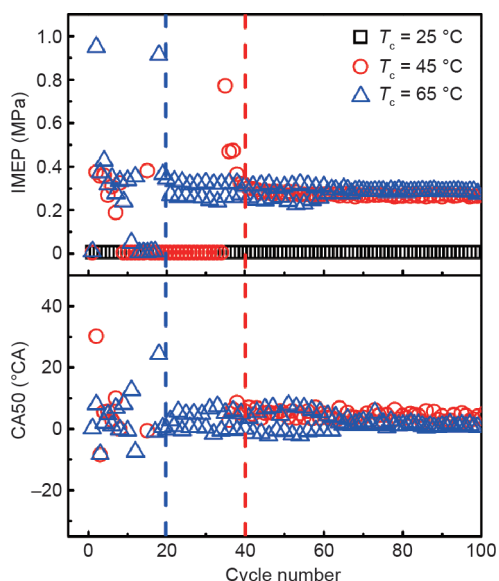


图12. 喷油量为每循环 12 mg 的情况下，IMEP和CA50在NVO策略下冷启动过程中的变化轨迹（IMEP = 0时对应的CA50的点被移除）。

环前不存在残余气体，较高的氧浓度造成了较高的燃烧压力和IMEP。在这个循环后，第二个燃烧循环的燃烧相位明显提前，这是高温残余气体的加热作用造成的。此外，在这个循环中可以观察到轻微的压力振荡（ 0.03 MPa ）。在此之后，高温残余废气的含量继续增加并逐渐趋于稳定，压力振荡也逐渐消失，燃烧压力也逐渐趋于稳定。在循环5中，缸内压力（绿色缸压曲线）与稳定工况压力（灰色缸压曲线）基本重合，冷启动成功后燃烧过程趋于稳定。

由于采用NVO喷油策略可实现在进气温度和冷却液温为常温下的稳定燃烧，该策略可以与进水进气预热策略相结合，以实现GCI发动机的快速冷启动和后续预热条件。

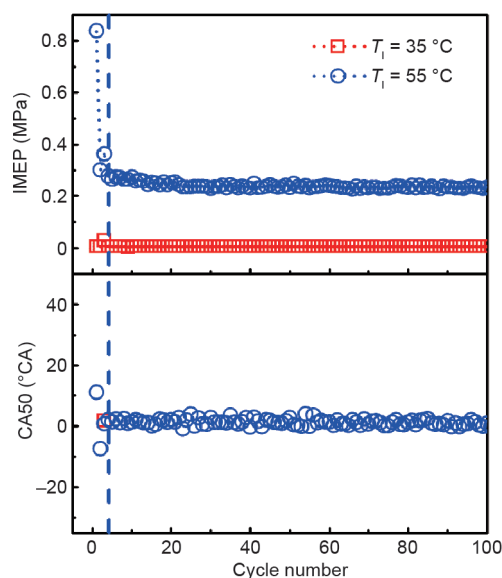


图13. 在存在进气加热的情况下，IMEP和CA50在冷启动过程中的变化轨迹（IMEP = 0时对应的CA50的点被移除）。

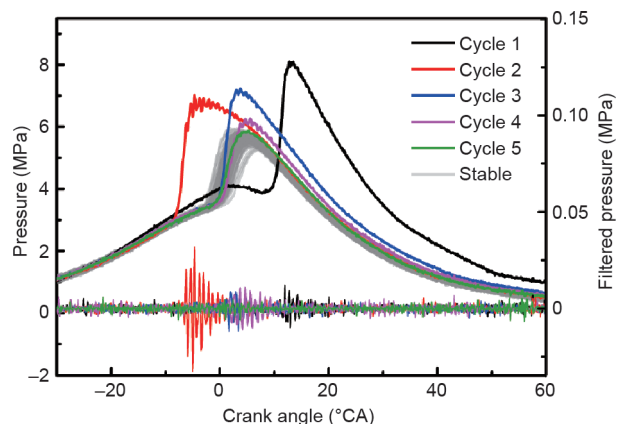


图14. 进气温度为 $55 \text{ }^\circ\text{C}$ 、冷却液温度为 $25 \text{ }^\circ\text{C}$ 、循环供油量为 12 mg 、采用NVO喷油策略时冷启动过程中的燃烧缸压和滤波后缸压。

3.2.2. 进气预热与冷却液预热对 GCI 冷启动影响的对比

在发动机的实际运行中，有两种常见的冷启动工况。第一种是发动机预热前的启动（冷却液和进气均为常温）；第二种是在热冷却液情况下启动发动机（如发动机短暂熄火下的启动）。在第一种情况下，进气预热是必要的；而在第二种情况下则不一定。图15为两种常用启动工况下的启动能力对比图。对于冷却液温度为常温的启动工况，进气温度必须足够高，以触发化学反应。然而，循环供油量为9 mg时（图15中的Group 1），冷启动失败，这意味着燃油过于稀薄，难以发生化学反应。在边界条件不变但供油量增加的情况下（Group 2），发动机在不到5个循环的时间内成功启动，说明燃油浓度对燃烧室内发生化学反应的重要性。

然而，当冷却液温度较高而进气温度为常温时，循环供油量为9 mg时（Group 3）发动机的启动能力比循环供油量为12 mg时（Group 4）更强，这与Group 1和Group 2的结果完全相反。这是因为，对于每循环9 mg和12 mg的供油量而言，靠近气缸壁的局部高温区域足以使燃油发生重整反应和低温化学反应，从而获得热量积累。然而，对于Group 1工况来说，缺乏像Group 3工况那样的局部的热区来促使化学反应的发生。在图16中存在一个有趣的现象，在循环供油量为12 mg的启动过程中，在几个燃烧循环之后会存在几个失火循环。这可能是由于喷射时刻为400 °CA bTDC时，活塞顶部被燃油润湿造成的。

总的来说，如果冷却液温度较低，GCI冷启动需要进气预热的辅助，且循环喷油量应较高以避免启动失败；若冷却液温度较高，进气预热是不必要的，而且循

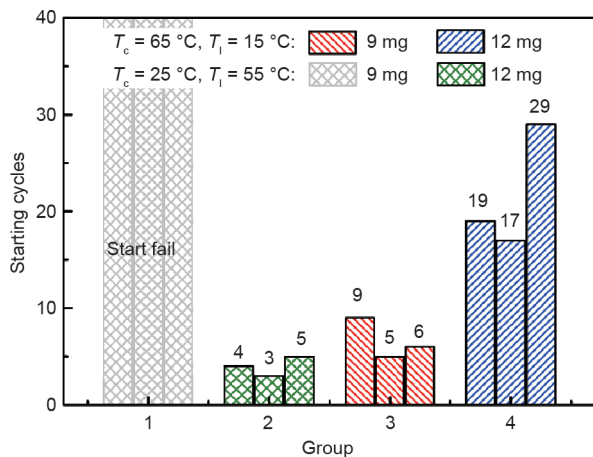


图15. 两种常见的发动机冷启动工况对比。

环供油量必须小心控制，以避免在几个燃烧循环后出现失火循环，影响启动速度。

4. 结论

本文研究了GCI发动机不同喷油策略下的低负荷燃烧稳定性，同时研究了实现GCI冷启动的技术策略。主要结论如下：

(1) 在3种喷油策略：HCCI、PPC和NVO喷油策略中，采用NVO喷射策略燃烧过程具有最提前的燃烧相位；PPC喷油策略能够以最低的供油量保持稳定燃烧，适用于发动机怠速；HCCI策略具有最高的IMEP，这表明了它有最佳的燃油经济性。

(2) 对于HCCI和PPC策略，当冷却液温度从65 °C降低到25 °C时，燃烧失稳，并发生爆震、失火和正常循环共存的现象。然而，燃油重整所产生的高活性产物使得NVO喷射策略的燃烧过程对冷却液温度的变化不敏感。在冷却液和进气温度均为常温的情况下，采用NVO喷油策略可实现发动机的稳定燃烧。因此，NVO喷射策略可用于GCI发动机的热机工况。

(3) 缸内初始热力学状态、未燃混合气活性和缸内热积累速率是GCI发动机实现冷启动的决定性因素。结果表明，NVO喷射策略是最适合实现GCI发动机冷启动的喷射策略，其主要原因是由于缸内燃油重整反应增加了燃油反应活性，从而提升了缸内的热积累速率，进而

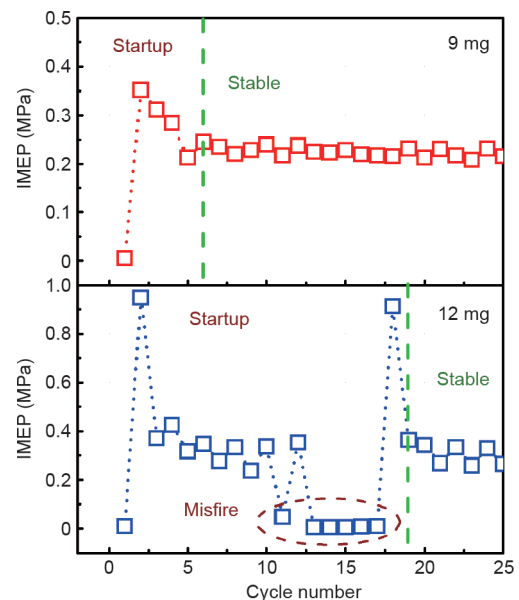


图16. 冷却液温度为65 °C、采用NVO喷射策略时的冷启动过程中IMEP的变化。

加快了冷启动的过程。然而,在冷却液和进气温度均为常温时,缸内化学反应和热积累的缺失,发动机启动失败。在这种情况下,进气预热是提高发动机着火能力的一种有效方法,并且在进气预热的辅助下实现了GCI的快速冷启动。

(4) 冷却液处于低温状态时,进气预热是必要的,并且燃油供应量必须足够,以避免冷启动失败;但如果冷却液温度较高,进气预热则不是必要的,并且在启动过程中需要仔细地控制喷油量,以缩短冷启动过程所用的时间。

值得注意的是,目前的工作只侧重于通过不同的技术手段来实现发动机的冷启动,没有考虑在冷启动过程中碳氢化合物和一氧化碳的控制。因此,未来将对冷启动过程中的排放控制进行进一步的研究。

致谢

本研究得到了国家自然科学基金(91641203、51476114、91741119)和国家重点研发计划(2017YFB0103400)的支持。

Compliance with ethics guidelines

Lei Zhou, Jianxiong Hua, Haiqiao Wei, and Yiyong Han declare that they have no conflict of interest or financial conflicts to disclose.

缩写词

HCCI	均质充量压燃
PCCI	预混充量压燃
PPC	部分预混燃烧
GCI	汽油压燃
EGR	废气再循环
PM	颗粒物
IMEP	平均指示压力
SI	火花塞点火
NVO	负气门重叠角
VVA	可变气门机构
°CA	曲轴转角
SOI	喷油开始时刻
RON	研究法辛烷值

IVO	进气门开启
EVC	排气门关闭
CA50	50%质量燃烧时的曲轴转角
CoV	循环波动
bTDC	上止点前
HRR	放热率

References

- [1] Cinar C, Uyumaz A, Solmaz H, Topgul T. Effects of valve lift on the combustion and emissions of a HCCI gasoline engine. *Energy Convers Manage* 2015;94:159–68.
- [2] Lawler B, Lacey J, Güralp O, Najt P, Filipi Z. HCCI combustion with an actively controlled glow plug: the effects on heat release, thermal stratification, efficiency, and emissions. *Appl Energy* 2018;211:809–19.
- [3] Zhao H. Overview of CAI/HCCI gasoline engines. In: Zhao H, editor. *HCCI and CAI engines for the automotive industry*. Cambridge: Woodhead Publishing; 2007. p. 21–42, 43e–44e.
- [4] Yao M, Zheng Z, Liu H. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. *Pror Energy Combust Sci* 2009;35(5):398–437.
- [5] Stanglmaier RH, Roberts CE. Homogeneous charge compression ignition (HCCI): benefits, compromises, and future engine applications. Technical paper. Troy: SAE International; 1999. Technical paper No.: 1999-01-3682.
- [6] Torregrosa AJ, Broatch A, García A, Mónico LF. Sensitivity of combustion noise and NO_x and soot emissions to pilot injection in PCCI diesel engines. *Appl Energy* 2013;104:149–57.
- [7] Kiplimo R, Tomita E, Kawahara N, Yokobe S. Effects of spray impingement, injection parameters, and EGR on the combustion and emission characteristics of a PCCI diesel engine. *Appl Therm Eng* 2012;37:165–75.
- [8] Okude K, Mori K, Shiino S, Moriya T. Premixed compression ignition (PCI) combustion for simultaneous reduction of NO_x and soot in diesel engine. Technical paper. Troy: SAE International; 2004. Technical paper No.: 2004-01-1907.
- [9] d'Ambrosio S, Ferrari A. Effects of exhaust gas recirculation in diesel engines featuring late PCCI type combustion strategies. *Energy Convers Manage* 2015;105:1269–80.
- [10] Badra J, Viollet Y, Elwardany A, Im HG, Chang J. Physical and chemical effects of low octane gasoline fuels on compression ignition combustion. *Appl Energy* 2016;183:1197–208.
- [11] Wang B, Wang Z, Shuai S, Xu H. Combustion and emission characteristics of multiple premixed compression ignition (MPCI) mode fuelled with different low octane gasolines. *Appl Energy* 2015;160:769–76.
- [12] Loeper P, Ra Y, Foster DE, Ghandhi J. Experimental and computational assessment of inlet swirl effects on a gasoline compression ignition (GCI) light-duty diesel engine. Technical paper. Troy: SAE International; 2014. Technical paper No.: 2014-01-1299.
- [13] Han D, Ickes AM, Bohac SV, Huang Z, Assanis DN. Premixed low-temperature combustion of blends of diesel and gasoline in a high speed compression ignition engine. *Proc Combust Inst* 2011;33(2):3039–46.
- [14] Dempsey AB, Curran S, Wagner R, Cannella W. Effect of premixed fuel preparation for partially premixed combustion with a low octane gasoline on a light-duty multicylinder compression ignition engine. *J Eng Gas Turbine Power* 2015;137(11):111506.
- [15] Sellnau MC, Sinnamon J, Hoyer K, Kim J, Cavotta M, Husted H. Part-load operation of gasoline direct-injection compression ignition (GDICI) engine. Technical paper. Troy: SAE International; 2013. Technical paper No.: 2013-01-0272.
- [16] Loeper P, Ra Y, Adams C, Foster DE, Ghandhi J, Andrie M, et al. Experimental investigation of light-medium load operating sensitivity in a gasoline compression ignition (GCI) light-duty diesel engine. Technical paper. Troy: SAE International; 2013. Technical paper No.:2013-01-0896.
- [17] Zhang X, Wang H, Zheng Z, Reitz R, Yao M. Experimental investigations of gasoline partially premixed combustion with an exhaust rebreathing valve strategy at low loads. *Appl Therm Eng* 2016;103:832–41.
- [18] Chen T, Xie H, Li L, Zhang L, Wang X, Zhao H. Methods to achieve HCCI/CAI combustion at idle operation in a 4VVA5 gasoline engine. *Appl Energy* 2014;116:41–51.
- [19] Borgqvist P, Tunestal P, Johansson B. Comparison of negative valve overlap (NVO) and rebreathing valve strategies on a gasoline PPC engine at low load and idle operating conditions. *SAE Int J Engines* 2013;6(1):366–78.
- [20] Kolodziej C, Kodavasal J, Ciatti S, Som S, Shidore N, Delhom J. Achieving stable engine operation of gasoline compression ignition using 87 AKI gasoline down to idle. Technical paper. Troy: SAE International; 2015. Technical paper

- No.: 2015-01-0832.
- [21] Kolodziej C, Ciatti S, Vuilleumier D, Das Adhikary B, Reitz RD. Extension of the lower load limit of gasoline compression ignition with 87 AKI gasoline by injection timing and pressure. Technical paper. Troy: SAE International; 2014. Technical paper No.:2014-01-1302.
- [22] Kim K, Jung Y, Kim D, Bae C. Effect of injector configurations on combustion and emissions in a gasoline direct-injection compression ignition engine under low-load conditions. *Int J Engine Res* 2016;17(3):316-30.
- [23] Hunicz J. An experimental study of negative valve overlap injection effects and their impact on combustion in a gasoline HCCI engine. *Fuel* 2014;117:236-50.
- [24] Wolk B, Ekoto I, Northrop WF, Moshhammer K, Hansen N. Detailed speciation and reactivity characterization of fuel-specific in-cylinder reforming products and the associated impact on engine performance. *Fuel* 2016;185:348-61.
- [25] Kalghatgi G, Johansson B. Gasoline compression ignition approach to efficient, clean and affordable future engines. *Proc Inst Mech Eng, J Automob Eng* 2018;232(1):118-38.