

# 射流点火氨氢发动机燃烧和排放特性研究

齐运亮<sup>1</sup>, 王巍<sup>2</sup>, 王志\*

(清华大学 汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084)

**[摘要]** 本文在不同压缩比条件下研究了掺氨率、过量空气系数和点火时刻对氨氢射流点火发动机燃烧和排放特性的影响。结果表明, 随着掺氨率的提高, 发动机的燃烧相位推迟, 燃烧持续期延长, 峰值缸压和峰值放热速率降低。低压缩比条件下, 随着掺氨率的提高, 发动机的NO<sub>x</sub>排放降低, 而未燃氨排放升高, 并且在80%掺氨率条件下发动机取得最高的指示热效率。在高压压缩比条件下, 氢气主动射流可稳定引燃纯氨气。氨混合气浓度较低时, 混合气燃烧速度变慢, 并且发动机未燃氨排放升高, 氨气燃烧效率降低, 并导致发动机指示热效率降低。

**关键词:** 高压压缩比; 掺氨率; 射流点火; 燃烧特性; 排放特性

## 前言

随着油耗和排放法规日益严苛, 提高内燃机热效率并降低污染物排放成为内燃机技术革新的巨大挑战。根据 IEA 的预测<sup>[1]</sup>, 到 2030 年, 全球包含内燃机的车辆占比仍大于 85%。目前绝大部分内燃机仍以石油作为主要能量来源, 持续增长的内燃机市场使我国原油进口依存度逐年提高, 对国家能源安全造成了巨大威胁。在此背景下, 我国承诺在 2030 年实现“碳达峰”, 2060 年实现“碳中和”, 因此, 持续在绿色低碳可再生燃料设计与高效燃烧组织等方面推动内燃机技术革新, 将有力促进交通领域提前实现“双碳”目标, 为内燃机未来发展创造新的机遇。

氢气是一种零碳燃料, 其完全燃烧产物为水, 无碳排放, 被视为未来清洁能源载体<sup>[2]</sup>。氢气具有点火能量低、燃烧速度快、可燃极限范围广等优点<sup>[3]</sup>, 将氢气作为内燃机燃料有望成为实现“双碳”目标的重要技术路线。NO<sub>x</sub> 排放是氢内燃机面临的主要问题之一。研究表明, 氢气的绝热火焰温度高于传统碳氢燃料, 有利于 NO<sub>x</sub> 生成, 直喷氢内燃机的 NO<sub>x</sub> 排放可达 8000 ppm<sup>[4]</sup>, 因此, 需采用污染物控制手段降低 NO<sub>x</sub> 排放。Ma 等<sup>[5]</sup>基于一台火花点火增压 HCNG 发动机, 研究了不同氢气掺混比例和控制策略下发动机的燃烧和排放特性, 结果显示, 点火时刻和燃料喷射策略对 NO<sub>x</sub> 排放和发动机性能具有显著影响。同时, 氢内燃机易出现爆震等异常燃烧, 加之氢混合气体

积能量密度低于传统碳氢燃料, 因此进气道喷射 (Port Fuel Injection, PFI) 氢内燃机的功率密度往往低于汽油机。此外, 基础设施不完备、运输存储和安全问题也制约氢气在内燃机领域大规模应用。

氨气同样是无碳燃料, 是良好的氢能载体, 在 25°C、9bar 的条件下即可完全液化, 便于存储和运输, 且液氨的密度 (602 kg/m<sup>3</sup>) 远大于液氢 (71 kg/m<sup>3</sup>), 因此氨气被认为是目前最具前景的碳中和燃料<sup>[7]</sup>, 但是氨气最小点火能量高、燃烧速度慢是需要解决的难题。为此, 需引入高能点火技术实现氨气稳定点火与快速燃烧。射流点火技术是一种常用的高能点火技术, 具有成本低、效果好等优势, 研究表明射流点火可以产生比传统火花塞高 2~3 个数量级的点火能量<sup>[8]</sup>。将射流点火技术与氢气高化学反应活性、高燃烧速度、低点火能等特点相结合, 有望解决氨气点火难、燃烧速度慢等问题。Leng 等<sup>[9]</sup>基于 6ACD320G 发动机模型, 使用三维数值模拟研究了天然气中掺混不同比例氢气对发动机燃烧和排放特性的影响, 结果表明, 随着氢气比例的提高, 缸内燃烧速度加快, 热效率提高, 但 NO<sub>x</sub> 排放上升。上述现象在 Sagar 等<sup>[10]</sup>的发动机台架试验中也得到了验证, 随着掺氢比例的增加, 发动机更容易出现爆震而 CO 和 THC 的排放则会降低。Soltic 等<sup>[11]</sup>基于一台射流点火天然气发动机进行了试验, 研究发现当天然气中掺混 20% 摩尔分数的氢气时, 最高热效率对于过量空气系数 ( $\lambda$ ) 为 1.7, 而如果使用纯天然气作为燃料时, 需要在射流室中主动喷射

天然气才能达到相同稀燃效果。

现有研究多为氢气与传统化石燃料的掺混，关于氢气和氨气掺混燃料在射流点火发动机上的应用研究较少，因此本文研究了氨氢融合被动射流点火发动机的燃烧和排放特性，为内燃机领域高效清洁利用氨氢燃料提供技术参考。

## 2 试验台架与研究方案

本试验研究在一台单缸四冲程射流点火发动机上进行，该单缸机由一台 1.8 L 火花点火天然气发动机改造而来。发动机的主要技术参数如表 1 所示，图 1 为试验用发动机台架示意图。如图所示，进气道安装有氨气喷射器和氢气喷射器，基于 NI 系统，可独立分时向进气道中喷射氨气和氢气。氨气和氢气在进气道中充分混合形成氨氢预混合气，通过控制喷射器的喷射脉宽以调节氨气和氢气的喷射量，进而改变氨氢混合气中氨/氢的能量占比以及混合气过量空气系数。试验中，氨气的喷射压力为 0.5 MPa，氢气的喷射压力为 0.6 MPa，喷射时刻均为-360 °CA ATDC。同时，在射流室内部也安装有氢气喷射器，可向射流室内部辅助喷射氢气作为引燃燃料，提高射流室内部的混合气浓度以及氢气点火容易、燃烧速度快，可提高射流点火能量。氢气主动喷射的压力控制在 2.5 MPa，主动喷射时刻和喷射脉宽可由 NI 系统独立控制。

图 2 是发动机射流室结构示意图，由进气道吸入主燃烧室的氨氢混合气，可由射流喷孔进入射流室，同时射流室内部安装有主动喷射器，可向射流室内部辅助喷射氢气，对射流室内部的燃料混合气进行主动加浓。射流室中安装有火花塞，用于点燃射流室内的可燃混合气，射流室形成的高能火焰射流通过射流喷孔进入主燃室，引燃主燃室内的混合气。

表 1 发动机技术参数

参数	数值
气缸数	1
缸径/mm	123
冲程/mm	156
排量/L	1.8
压缩比	11.5
连杆长度/mm	228
点火方式	射流点火

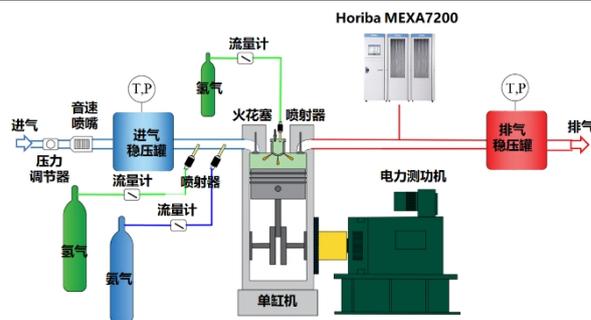


图 1 试验台架示意图

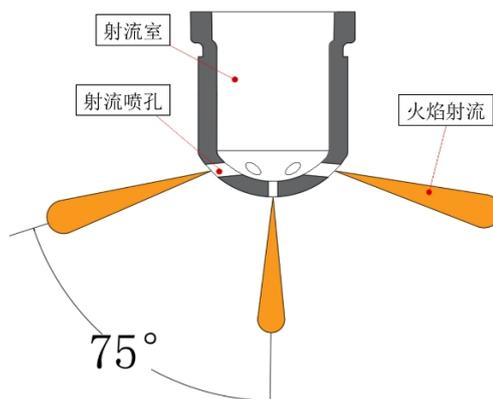


图 2 射流室结构示意图

发动机采用 NI 控制系统实现对进气压力、燃料喷射时刻和喷射脉宽、点火时刻等精确测量和控制，使用 Kistler 6115C 型缸压传感器采集缸内压力并通过 NI 控制系统记录、输出数据，使用 Horiba MEXA7200 常规气体排放仪对排气进行采集分析。试验所用主要设备如表 2 所示：

表 2 试验设备参数

设备	型号/参数
缸压传感器	Kistler 6115C
电力测功机	Horiba LI250
排放分析仪	Horiba MEXA7200
控制系统	NI

表 3 和表 4 分别列出了低压压缩比和高压压缩比的试验工况。其中，在压缩比为 11.5 的条件下，发动机采用被动射流，氢气和氨气均在进气道中喷射，与空气形成均质预混合气进入燃烧室，改变氢气和氨气的进气流量，使得混合气中氨气的能量占比分别为 50%、60%、70%和 80%，并且氨气和氢气的总能量输入相同，改变点火时刻，探究氨氢被动射流发动机的燃烧和排放特性随掺氨率和点火时刻的变化。在压缩比为 17.3 的条件下，发动机采用主动射流，氨气在进气道中喷射，

与空气形成均质预混合气进入燃烧室，氢气作为引燃燃料在射流室内喷射，保持主动喷射的压力和脉宽不变，改变进气道中氨气的进气流量，使得 $\lambda$ 分别为1.2和1.8，探究不同 $\lambda$ 下氨氢主动射流点火发动机燃烧和排放特性。

表 3 低压压缩比试验工况参数

参数	数值
发动机压缩比	11.5
转速/ $r \cdot \min^{-1}$	800
进气压力 / MPa	0.09
进气道温度 / $^{\circ}C$	40
氨气喷射压力 / MPa	0.5
氢气喷射压力 / MPa	0.6
氨气喷射时刻 / $^{\circ}CA$	-360
ATDC	
氨气喷射时刻 / $^{\circ}CA$	-360
ATDC	
氨气流量/ $g \cdot \min^{-1}$	29~46
氢气/ $g \cdot \min^{-1}$	1.8~4.4
点火时刻 / $^{\circ}CA$ ATDC	-28~-2

表 4 高压压缩比试验工况

参数	数值
发动机压缩比	17.3
转速/ $r \cdot \min^{-1}$	800
进气压力 / MPa	0.09
进气道温度 / $^{\circ}C$	40
氨气喷射压力 / MPa	0.5
氨气流量 / $g \cdot \min^{-1}$	47~65
点火时刻 / $^{\circ}CA$ ATDC	-28~-2
主动喷射燃料	氢气
主动喷射时刻 / $^{\circ}CA$ ATDC	-300, -90
主动喷射压力 / MPa	2.5
主动喷射脉宽 / ms	5

### 3 结果分析和讨论

#### 3.1 低压压缩比氨氢被动射流点火发动机燃烧和排放特性

图 3 示出了不同掺氨率（能量）下氨氢被动射流点火发动机的缸压和放热速率曲线。其中绿色曲线表示纯氢气工况，过量空气系数为 2.0，IMEP 为 0.4 MPa，灰色曲线为其对应工况连续采

集的 101 个循环缸压。其它三组曲线分别表示进气道中喷射氨气和氢气，其中氨气的能量占比分别为 50%、60%和 70%，IMEP 均为 0.6 MPa。以上工况均采用被动射流点火模式，转速固定为 800 r/min，点火时刻为 $-12^{\circ}CA$  ATDC。可以看出，当燃料为纯氢气时，在 IMEP 为 0.4 MPa 时缸内即出现了爆震现象。在相同的点火时刻下，纯氢气工况比其他更高负荷的掺氨工况放热速率率先到达峰值，燃烧相位提前，这说明氢气的化学反应活性高，燃烧速度快，即使在更低的负荷下，缸内混合气燃烧速度仍然很高，这也导致纯氢气工况容易发生爆震现象，使得发动机的负荷难以继续提高，限制了发动机的动力性。在 IMEP 为 0.6 MPa 时，可以明显看出，随着掺氨率的提高，缸内峰值压力和仿制放热速率均降低，燃烧重心向后推迟，这说明氨气的化学反应活性低，燃烧速度慢，氢气中掺混氨气会降低整体燃烧速度，因此随着掺氨率的提高，缸内混合气整体化学反应活性降低，燃烧速度变慢。此外，当混合气中氢气比例较高时，缸内混合气呈两阶段放热趋势：第一阶段是火花塞点燃射流室内的氨氢混合气，射流室内的压力和温度继续升高，混合气迅速燃烧形成火焰射流并进入主燃室；第二阶段是射流火焰快速引燃主燃室的混合气，由于主燃室混合气中氢气的能量比例较高，燃烧速度快，因此第二阶段放热速率又再次迅速升高。而当掺氨率较高时，主燃室混合气燃烧速度慢，因此没有出现第二阶段放热速率迅速升高的现象。

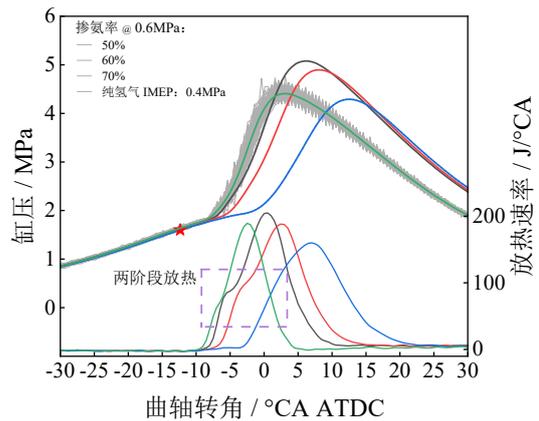


图 3 氨氢被动射流缸压和放热率对比

图 4 示出了试验工况的 IMEP 和 CA50，保持相同的氢气和氨气流量条件下，改变点火时刻，研究在各掺氨率下发动机的燃烧和排放特性随点火时刻的变化。可以看出，各试验工况的负荷均在 0.6 MPa 左右。为了获得相同的燃烧相位，在高掺氨率条件下，发动机的点火时刻需要提前。

在相同的点火时刻下，随着掺氢率的提高，发动机的燃烧相位逐渐推迟。

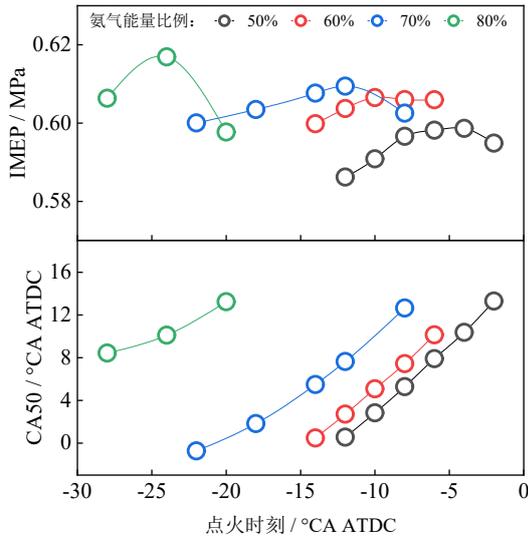


图4 不同掺氢率下的负荷和燃烧相位

图5示出了不同掺氢率条件下发动机的最大缸内压力升高率、燃烧持续期和缸内峰值燃烧压力随点火时刻的变化。可以看出，随着掺氢率的提高，在相同的燃烧相位下，发动机的燃烧持续期变长，缸内混合气燃烧速度变慢，导致缸内峰值燃烧压力明显降低，最大压升率也明显降低，缸内热负荷降低。这说明相同负荷下，提高掺氢率可以有效降低发动机攻击热负荷，缸内最大压升率的降低意味着发动机爆震倾向降低，有利于拓宽氨氢发动机的负荷范围。

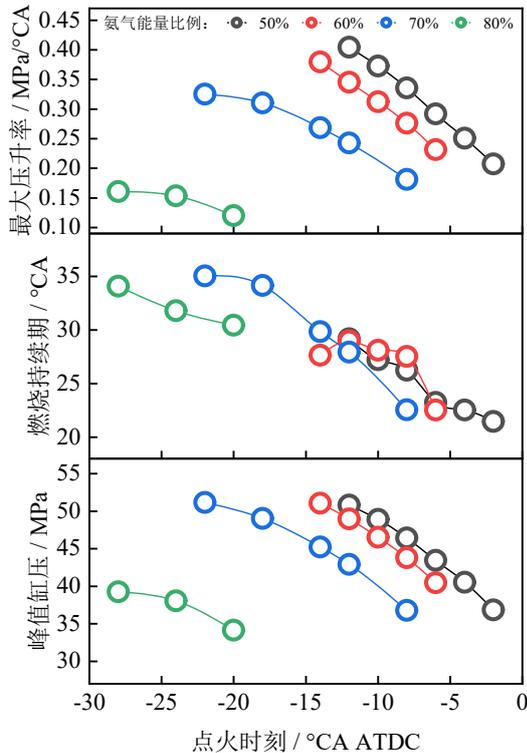


图5 不同掺氢率下缸内压力特性和燃烧持续期

图6示出了不同掺氢率下发动机的循环波动率和指示热效率随点火时刻的变化。可以看出，保持点火时刻在合适的范围内，掺氢率在50~80%范围内能保证比较稳定的燃烧，循环波动率稳定在1%左右。当掺氢率达到80%时，随着点火时刻的推迟，发动机的循环波动率上升较为明显，发动机不稳定燃烧的趋势增加，并且维持发动机稳定运行的点火时刻范围较窄。这说明高掺氢率条件下，发动机不仅需要提前点火时刻以维持合适的燃烧相位，并且点火时刻可变化的范围较窄，由于缸内混合气燃烧速度慢，点火推迟时混合气来不及燃烧，缸内压力和温度降低，混合气无法正常燃烧，导致循环波动率提高。可以看出，随着点火时刻的变化，不同掺氢率下发动机最高指示热效率基本相同。随着掺氢率的提高，最高指示热效率对应的点火时刻逐渐提前。其中，80%掺氢率下发动机的指示热效率峰值最高，这是因为在这个工况下发动机的燃烧稳定性好并且燃烧相位比较合适，相比于其它掺氢率的工况，80%掺氢率条件下发动机峰值燃烧压力和最大压升率均很低，缸内燃烧到温度降低，使得发动机的热损失降低，因此在80%掺氢率下取得了最高的指示热效率。

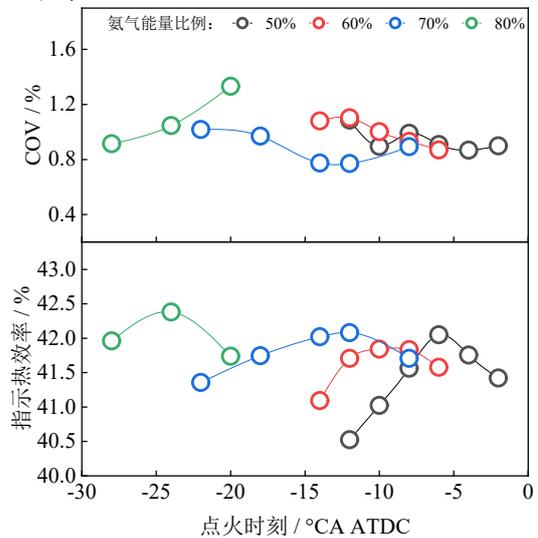


图6 不同掺氢率下发动机COV和指示热效率

图7示出了不同掺氢率下发动机的未燃氨和NOx排放随点火时刻的变化。随着点火时刻的推迟，发动机的未燃氨排放整体呈降低趋势。这是因为推迟点火时刻，发动机的后燃加重，未燃氨气有更充足的时间发生反应。随着掺氢率的提高，发动机的未燃氨排放明显升高。这是因为在相同负荷下，随着掺氢率的提高，混合气中氢气减少，而氨气的化学反应活性低，燃烧速度慢，需要靠氢气的高活性来调控混合气整体的燃烧速度，因

此掺氢率越高，混合气整体化学反应活性降低，氢气越不容易充分燃烧，导致未燃氢排放升高。可以看出，NO<sub>x</sub> 排放随着点火时刻的推迟也呈下降趋势，这是因为随着点火时刻的推迟，发动机的峰值缸压和温度降低，不利于 NO<sub>x</sub> 的生成。随着掺氢率的升高，发动机的 NO<sub>x</sub> 排放逐渐降低。这是因为掺氢率升高使得发动机热负荷降低，缸内燃烧温度降低，因此 NO<sub>x</sub> 排放降低。由此可见，对于氨氢被动射流点火发动机，未燃氢和 NO<sub>x</sub> 排放之间存在 trade-off 的关系，需要控制合适的氨氢掺混比例，以获得整体较低的排放。

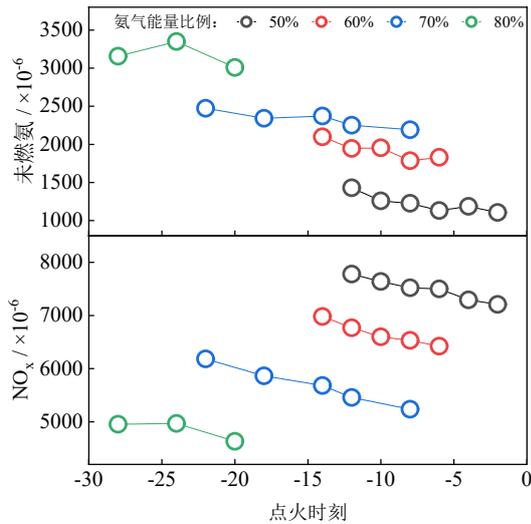


图 7 不同掺氢率下发动机的未燃氢和 NO<sub>x</sub> 排放

### 3.2 高压压缩比氨氢主动射流发动机燃烧和排放特性

由前面可知，氢气燃烧速度慢，需要掺混一定比例的氢气才能实现正常的燃烧，为了促进氢气的快速燃烧，本节发动机采用更高的 17.3 的高压缩比，并且采用主动射流点火模式来提高点火能量，其中进气道喷射的燃料只有氢气，射流室内辅助喷射氢气，实现氢气主动射流点火引燃主燃室的氨气。

图 8 示出了不同  $\lambda$  下发动机的 IMEP 和 CA50 随点火时刻的变化。保持进气压力为 85 kPa，转速为 800 r/min。氢气在射流室内喷射，主动喷射压力为 2.5 MPa，采用两次喷射策略，喷射时刻分别为 -300 ° CA ATDC 和 -90 ° CA ATDC。氨气在进气道中喷射，氨气流量分别为 65 g/min 和 47 g/min，对应的负荷分别为 0.5 MPa 和 0.7 MPa，过量空气系数分别为 1.8 和 0.2。

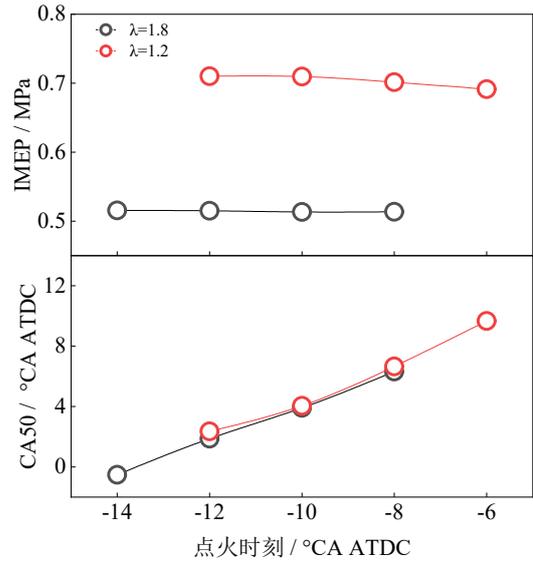


图 8 不同  $\lambda$  下的发动机负荷和燃烧相位

图 9 示出了在点火时刻均为 -12 ° CA ATDC 下两种  $\lambda$  对应的缸压和放热速率曲线。可以看出，当混合气浓度提高时，缸内峰值缸压和峰值放热速率均提高。 $\lambda$  为 1.8 时，缸内呈明显的两阶段放热，而在  $\lambda$  为 1.2 时这种现象则不明显。这是因为， $\lambda$  为 1.8 时，主燃室的氨混合气较稀，射流火焰从射流室进入主燃室后难以立刻引燃主燃室的混合气，导致放热速率先平缓增加，随着主燃室更大面积的氨气被点燃，缸内混合气燃烧速度再一次增快，因此形成了两阶段放热的特点。

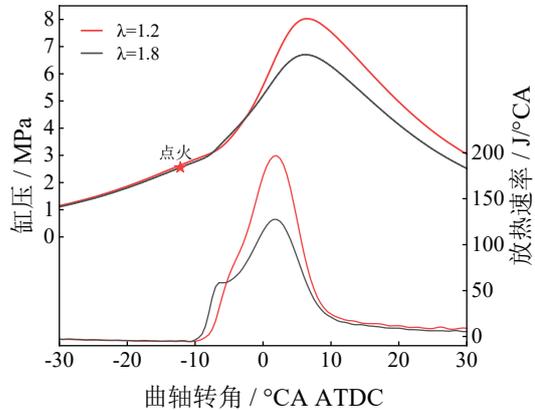


图 9 不同  $\lambda$  下发动机缸压和放热速率

图 10 示出了不同  $\lambda$  下的峰值燃烧压力和最大压力升高率随点火时刻的变化。可以看出，缸内混合气浓度越浓，缸内最高压力越高，最大压力升高率也越高。相比于压缩比为 11.5 的工况，17.3 压缩比的工况下峰值缸压和峰值放热速率更高，更高的峰值压力使得氢气主动射流可以引燃缸内的纯氨气。

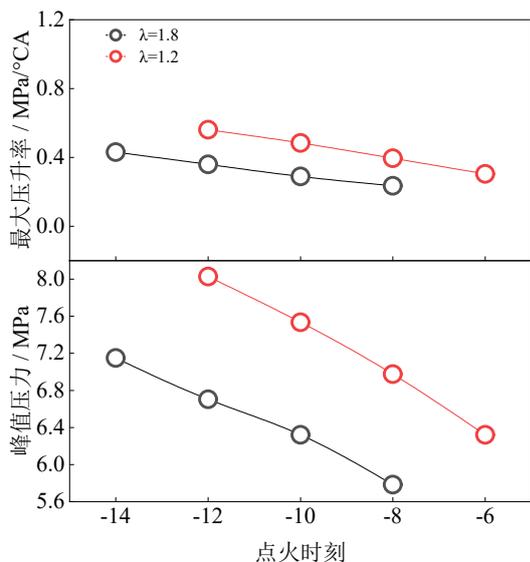


图 10 不同  $\lambda$  下的峰值缸压和最大压升率

图 11 示出了不同  $\lambda$  下发动机未燃氨和  $\text{NO}_x$  排放随点火时刻的变化。可以看出，在  $\lambda$  为 1.8 时，随着点火时刻推迟，发动机  $\text{NO}_x$  排放逐渐降低，这是因为随着点火时刻的推迟，缸内峰值燃烧压力和燃烧温度降低，温度降低不利于  $\text{NO}_x$  的生成，因此  $\text{NO}_x$  排放降低。而  $\lambda$  为 1.2 时， $\text{NO}_x$  随着点火时刻的推迟没有明显的变化，这和  $\lambda$  为 1.8 时完全不同，原因是氨混合气较稀时，生成的  $\text{NO}_x$  以“热力型”  $\text{NO}_x$  为主，所以随着点火时刻的推迟， $\text{NO}_x$  排放降低；而氨混合气较浓时，生成的  $\text{NO}_x$  以“燃料型”  $\text{NO}_x$  为主，这时虽然推迟点火时刻缸内燃烧温度降低，但不会抑制“燃料型”  $\text{NO}_x$  的生成，因此  $\lambda$  为 1.2 时，随着点火时刻的推迟， $\text{NO}_x$  排放不变。对于未燃氨排放，当  $\lambda$  为 1.2 时，随着点火时刻的推迟，未燃氨排放呈升高趋势，这是因为随着点火时刻的推迟，氢气火焰射流的能量降低，不能很好地引燃主燃室的氨气，导致未燃氨排放升高；而当  $\lambda$  为 1.8 时，主燃室氨混合气浓度低，更不利于氨气的燃烧，因此氨气的燃烧质量变差，未燃氨排放超出了仪器测量的量程，因此为了保证氨气较高的燃烧效率，主燃室的氨气浓度不宜过低。

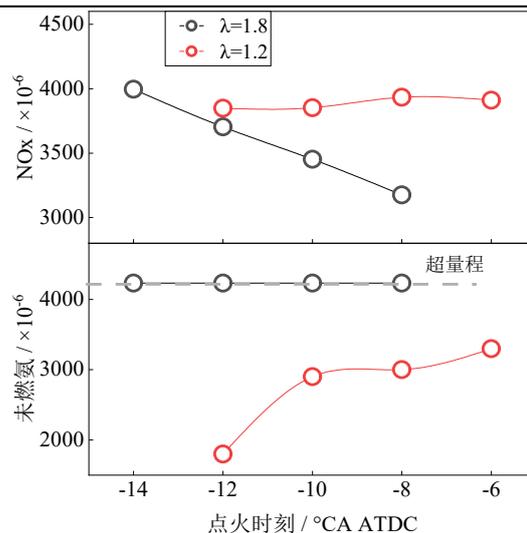


图 11 不同  $\lambda$  下发动机  $\text{NO}_x$  和未燃氨排放

图 12 示出了不同  $\lambda$  下发动机的循环波动率和指示热效率随点火时刻的变化。可以看出，氨混合气浓度较低时，循环波动略高，燃烧稳定性变差，但整体处于稳定燃烧的范围。 $\lambda$  为 1.2 时发动机的指示热效率整体高于  $\lambda$  为 1.8 的工况，这是因为当缸内混合气较稀时，混合气燃烧速度变慢，同时未燃氨排放升高，氨气的燃烧效率降低，导致  $\lambda$  为 1.8 时发动机的指示热效率降低。

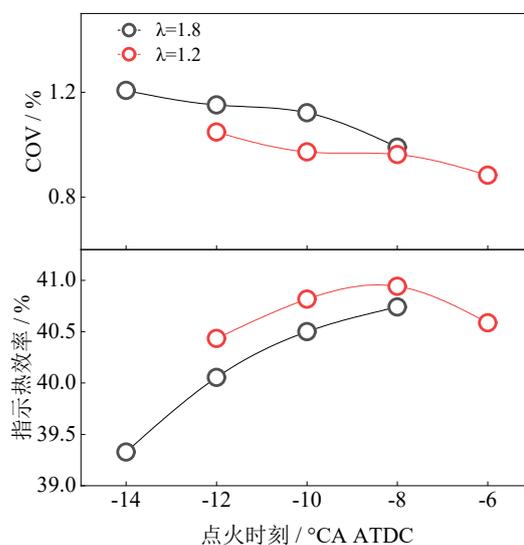


图 12 不同  $\lambda$  下发动机的 COV 和指示热效率

## 4 结论

本文在一台射流点火单缸发动机上，研究了压缩比为 11.5 和 17.3 条件下，氨氢发动机在不同掺氨率和过量空气系数下的燃烧和排放特性，主要结论如下：

(1) 氢气中掺混氨气会降低混合气燃烧速度，

随着掺氨率的提高,发动机的燃烧相位推迟,燃烧持续期延长,峰值缸压和峰值放热速率降低。纯氢气工况容易发生爆震,负荷极限范围较窄,掺氨可拓宽氨氢发动机的负荷极限。

(2) 低压缩比下,随着掺氨率的提高,发动机的NO<sub>x</sub>排放降低,而未燃氨排放升高。NO<sub>x</sub>排放和未燃氨排放存在“trade-off”关系。

(3) 低压缩比下,由于80%掺氨率下发动机的峰值缸压和燃烧温度较低,缸内传热损失降低,因此指示热效率最高。

(4) 高压压缩下,氢气主动射流可稳定引燃纯氨气。氨混合气浓度较低时,混合气燃烧速度变慢,并且发动机未燃氨排放升高,氨气燃烧效率降低,并导致发动机指示热效率降低。

### 参考文献 (References)

- [1] International Energy Agency. An energy sector road map to carbon neutrality in China [EB/OL]. (2021-09-29) [2022-03-09].
- [2] Abe J O , Popoola A , Ajenifuja E , et al. Hydrogen energy, economy and storage: Review and recommendation[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2019, 44(29):15072-15086.
- [3] Verhelsf S , Wallner T . Hydrogen-fueled internal combustion engines[J]. Progress in Energy & Combustion Science, 2009, 35(6):490-527.
- [4] Welch A , Mumford D , Munshi S , et al. Challenges in Developing Hydrogen Direct Injection Technology for Internal Combustion Engines[C]// Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting. 2016.
- [5] Ma F , Liu H , Yu W , et al. Combustion and emission characteristics of a port-injection HCNG engine under various ignition timings[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2008, 33(2):816-822.
- [6] Macfarlane D R , Cherepanov P V , Choi J , et al. A Roadmap to the Ammonia Economy[J]. Joule, 2020.
- [7] Xiang L I , Zhang W , Huang Z , et al. Pre-chamber turbulent jet ignition of methane/air mixtures with multiple orifices in a large bore constant volume chamber: effect of air-fuel equivalence ratio and pre-mixed pressure[J]. 能源前沿: 英文版, 2019, 13(3):11.
- [8] Leng X Y , Huang H Q , Ge Q Q , et al. Effects of hydrogen enrichment on the combustion and emission characteristics of a turbulent jet ignited medium speed natural gas engine: A numerical study [J]. Fuel, 2021, 290.
- [9] Soltic P , Hilfiker T. Efficiency and raw emission benefits from hydrogen addition to methane in a Prechamber-Equipped engine [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2020, 45(43): 23638-23652.
- [10] Brower M , Petersen E L , Metcalfe W , et al. Ignition Delay Time and Laminar Flame Speed Calculations for Natural Gas/Hydrogen

Blends at Elevated Pressures[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013, 135(2).