

# 点燃式重型天然气发动机燃烧技术的发展及其应用

尧命发<sup>1</sup> 闫博文<sup>1</sup> 郑尊清<sup>1</sup> 覃玉峰<sup>2</sup>

1. 天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室 2. 广西玉柴机器股份有限公司

**摘 要** 稀燃与当量燃烧是点燃式重型天然气发动机的两种主要燃烧方式。其中,稀燃技术凭借高效清洁燃烧的优势长期占据主导地位,然而随着欧 VI 法规的逐渐推行,稀燃发动机必须加装选择性催化还原(Selective Catalytic Reduction, SCR)装置才能满足氮氧化物的排放要求。相比之下,当量燃烧结合三效催化器可实现超低排放量并明显降低后处理成本,正受到越来越多的关注。为此,阐述了上述两种燃烧方式各自的优势及面临的问题,进而提出了相应的优化技术措施。结论认为:①稀燃发动机可通过拓展稀燃极限,在不加装 NO<sub>x</sub> 后处理装置的情况下满足欧 V 排放法规要求,同时实现较高的热效率,但要进一步满足欧 VI 法规则必须加装 SCR;②相比燃烧室及进气道结构的优化,采用局部分层或预燃室结构更有利于拓展稀燃极限并实现稳定燃烧,在相同 NO<sub>x</sub> 排放量水平下可以明显改善热效率,但过稀混合气区域的增加将导致未燃碳氢的排放量明显上升;③采用稀燃方式结合 SCR 满足欧 VI 排放法规时,还可采用少量废气再循环稀释进一步抑制原始 NO<sub>x</sub> 排放量,以获得更好的燃烧相位;④针对当量燃烧结合少量废气再循环的方式,采用米勒循环可有效提高热效率,但是,随着气门关闭时刻推迟或提前,即使有效压缩比保持不变或有所增加,燃烧速率仍降低,若气门关闭时刻推迟或提前较少,有效压缩比将提高,会导致传热损失及大负荷爆震倾向明显增加。

**关键词** 点燃式天然气发动机 稀燃 当量燃烧 热效率 排放法规 SCR 三效催化器 优化措施

DOI: 10.3787/j.issn.1000-0976.2017.10.011

## The development and application of combustion technologies for spark ignition heavy-duty natural gas engines

Yao Mingfa<sup>1</sup>, Yan Bowen<sup>1</sup>, Zheng Zunqing<sup>1</sup> & Qin Yufeng<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of Engines//Tianjin University, Tianjin 300072, China; 2. Guangxi Yuchai Machinery Co., Ltd., Yulin, Guangxi 537000, China)

NATUR. GAS IND. VOLUME 37, ISSUE 10, pp.79-86, 10/25/2017. (ISSN 1000-0976; In Chinese)

**Abstract:** Lean burn and stoichiometric are two main combustion modes in spark ignition heavy-duty natural gas engines. And due to its efficient and clean combustion, the lean-burn technology has been playing a dominant role for a long time. As EU-V legislation is implemented gradually, however, a lean-burn engine cannot satisfy the nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>) emission requirements unless it is equipped with a selective catalytic reduction (SCR) unit. On the contrary, stoichiometric combustion has been given more and more attention, for ultra-low emission and obvious low post-treatment cost can be realized when it is combined with a three-way catalyst. In this paper, the advantages and problems of both combustion modes were illustrated and optimization measures were proposed correspondingly. Based on the analysis, the following conclusions were reached. First, a lean-burn engine can satisfy the EU-V emission legislation if its combustion limit is extended with no installment of any NO<sub>x</sub> post-treatment unit, and a higher thermal efficiency can be realized. In order to satisfy EU-VI legislation, however, it has to be equipped with SCR. Second, compared with the optimization of combustion chambers and intake ports, both regional stratification and pre-combustion chambers are more favorable for lean-burn limit extension and stable combustion. And in the same level of NO<sub>x</sub> emission, they can increase the thermal efficiency significantly, but much more unburned hydrocarbon will be emitted if the mixed gas zone is too thin. Third, if lean burn is combined with SCR to satisfy EU-VI emission legislation, the original NO<sub>x</sub> emission can be inhibited further by recirculation and dilution of a little burned gas, so that the combustion phase will get better. And fourth, if stoichiometric combustion is combined with the recirculation of a little burned gas, the thermal efficiency can be increased effectively by means of Miller cycle. If the air valve is not closed on time, however, the combustion rate will still drop even though the effective compression ratio is kept constant or increased slightly. If the closing time of the air valve is seldom before or after the schedule, the effective compression ratio will be increased, and consequently heat transfer loss and high-load knock tend to increase obviously.

**Keywords:** Spark ignition natural gas engine; Lean burn; Stoichiometric combustion; Thermal efficiency; Emission legislation; SCR; Three-way catalyst; Optimization measures

**基金项目:** 国家自然科学基金项目“基于混合气分层与燃料化学活性控制的内燃机燃烧理论研究”(编号:51320105008)。

**作者简介:** 尧命发, 1968年生, 研究员, 博士; 长期从事内燃机高效清洁燃烧理论与技术的研究工作。地址:(300072)天津市南开区卫津路92号天津大学。ORCID: 0000-0002-7293-8714。E-mail: y\_mingfa@tju.edu.cn

随着开采技术的成熟及探明储量的增加,天然气的利用将成为解决目前能源危机的重要途径<sup>[1]</sup>。天然气发动机在经济性及排放性能上相比传统燃料发动机具有明显优势<sup>[2-3]</sup>,主要由于天然气具有较高的抗爆性(辛烷值可达到130)、较高的稀燃极限及氢/碳比(H/C),且其燃烧过程几乎不产生碳烟排放。目前,点燃式重型天然气发动机(以下简称为天然气发动机)燃烧技术主要包括稀燃与当量燃烧这两种方式。其中,稀燃技术凭借高效清洁燃烧的优势长期占据主导地位,是直至欧V排放法规实施的主流技术<sup>[4]</sup>。然而随着欧VI法规<sup>[5]</sup>的逐渐推行,稀燃发动机必须加装选择性催化还原(Selective Catalytic Reduction, SCR)装置才能满足氮氧化物(Nitrogen Oxides, NO<sub>x</sub>)的排放要求。相比之下,由于当量燃烧结合三效催化器可实现超低排放量并明显降低后处理成本,因而正受到越来越多的关注。为此,对两种燃烧方式各自具有的优势、目前面临的问题以及相应的优化技术措施进行了详细的阐述,以期为后续天然气发动机的开发提供参考。

## 1 天然气发动机稀燃技术

稀燃是天然气发动机最常采用的燃烧方式,可同时实现较高的热效率及较低的原始NO<sub>x</sub>排放量<sup>[6]</sup>。稀燃发动机较高的热效率主要来源于以下3个方面:①较高的空气稀释比例使其工质比热比较高,从而使得理论热效率较高;②相比当量燃烧,其较低的燃烧温度可明显降低传热损失并有利于发动机采用较高的压缩比;③部分负荷节气门开度较大,大负荷进气压力较高,从而使其可获得较低的泵气损失甚至泵气正功。然而随着排放法规的日益严格,稀燃方式所需空燃比不断提高,一方面将造成火焰传播速率下降,燃烧定容度变差;另一方面由于燃烧温度进一步降低,以及混合气过稀区域增加,未燃碳氢(Unburned Hydrocarbons, UHC)的排放量将明显升高,进而造成燃烧效率下降,在低负荷工况下尤甚。发动机运行在稀燃极限附近对空燃比的响应性及精度控制提出了严格要求,少量偏差即可能造成循环波动增加,甚至在某些循环发生失火,进而导致发动机的动力性及加速响应性变差、排放急剧恶化等。通过调整点火提前角可在一定程度上降低循环波动,但也将相应增加NO<sub>x</sub>的排放量。此外火花塞周围气流运动速度过高、湍流过强将导致初始火核容易在火花塞电极或缸盖底面等温度较低区域发生淬熄<sup>[7]</sup>,进

而造成燃烧不稳定;而若较强湍流出现在略微远离火花塞的位置,则有利于燃烧初期火焰的迅速传播<sup>[8]</sup>。提高点火能量可提高着火/燃烧稳定性,但这将缩短火花塞的使用寿命。

## 2 稀燃方式的优化

### 2.1 燃烧室及进气道的结构优化

通过燃烧室及进气道的结构优化,组织合理的气流运动,增加缸内湍流强度,提高火焰传播速率,对于降低稀燃发动机的循环波动、提高热效率而言十分重要<sup>[9]</sup>。总结相关文献中具有代表性的燃烧室结构<sup>[3,10-15]</sup>,可将其主要归纳为以下5种:①以缩口形燃烧室为代表,通过增大挤流面积在上止点附近产生强烈挤流作用,使气流冲击燃烧室内大尺度涡流进而使其破碎,同时配合燃烧室底部圆弧增加纵向滚流强度,加速火焰面径向扩展<sup>[10-11]</sup>;②以十字形燃烧室为代表,通过设置向内突出的棱角或阻挡壁面将燃烧室内大尺度涡流直接打碎<sup>[12]</sup>;③以星云形燃烧室为代表,通过壁面引导组织气流形成多个旋转涡团,并使其发生相互碰撞进而实现涡流破碎<sup>[14]</sup>;④以挤流一射流燃烧室为代表,在上止点附近,通过挤流作用使气流从活塞顶部挤气口喷出,产生强烈的射流作用,冲击燃烧室内的大尺度涡流使其破碎<sup>[8,15]</sup>;⑤以滚流燃烧室为代表,通过壁面引导加强活塞上行期间的滚流保持能力,以使其更多在上止点附近破碎<sup>[3]</sup>。上述燃烧室结构特征还可进行相互组合或偏心设置等<sup>[10,16]</sup>。Olsson等<sup>[13]</sup>指出湍流强度随曲轴转角的变化规律对火焰传播过程也具有十分重要的作用,如其试验中所用的十字形与星云形燃烧室对比,尽管两者湍流强度峰值相近,然而由于十字形燃烧室湍流强度峰值出现时刻与主放热时刻更为吻合,故更有利于加快主燃期内的火焰传播速率。

进气过程优化也是实现稀燃极限扩展的重要途径。Wheeler等<sup>[6]</sup>通过采用较高的涡流比将过量空气系数( $\lambda$ )拓展至1.8,从而在NO<sub>x</sub>排放量满足欧V标准的条件下明显改善了口气耗量。Kato等<sup>[3]</sup>采用切向进气道与滚流燃烧室相配合,实现了发动机在过量空气系数1.6的情况下稳定燃烧,进而使得气耗量相比当量燃烧方式下降了10%。

值得注意的是在优化燃烧室及进气道结构、拓展稀燃极限的过程中,由于燃烧持续期缩短将使得放热更加集中,可能抵消由于稀释程度增加而降低NO<sub>x</sub>排放量的效果<sup>[8]</sup>。另一方面,由于气流运动的加强同

时也强化了对流换热,造成传热损失增加,故还可能导导致热效率改善并不明显<sup>[13]</sup>。

## 2.2 预燃室设计

预燃室作用相当于将点火能量放大,进而引燃主燃室内极稀混合气。此外,火焰从预燃室中喷出产生的射流作用还将明显提高缸内湍流强度,进一步缩短燃烧持续期。Crane 等<sup>[17]</sup>详细对比了不同预燃室结构对发动机排放的影响。研究表明,相比传统稀燃发动机,其所提出的分级式预燃室结构可分别降低 14% 的 UHC 排放量及 47% 的 NO<sub>x</sub> 排放量。Shah 等<sup>[18]</sup>通过主/预燃室内混合气浓度单独调节,极大拓展了主燃室内稀燃极限(图 1)。试验结果表明,在预燃室过量空气系数为 0.2、主燃室过量空气系数为 2.4 的条件下,发动机可实现 47% 的指示热效率(gross Indicated Thermal Efficiency,  $ITE_{gross}$ ),同时其原始 NO<sub>x</sub> 排放量低于 1 g/(kW·h)。

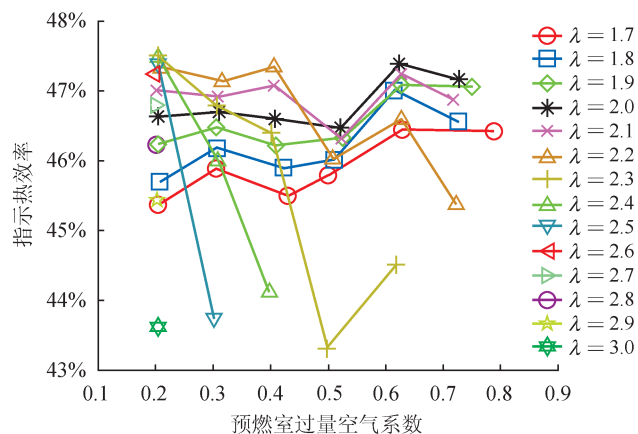


图 1 指示热效率随预燃室过量空气系数的变化图  
(不同主燃室过量空气系数  $\lambda$  条件下)

## 2.3 分层燃烧技术

分层燃烧主要是通过缸内天然气晚喷实现混合气浓度分层,从而增加点火时刻火花塞周围混合气浓度<sup>[19]</sup>。但这种方式受气流运动影响较大,导致其在稳定着火能力上仍有不足。为此 Arcoumanis 等<sup>[20]</sup>提出了局部混合气分层的概念,即在火花塞周围直接喷射少量较浓混合气实现稳定着火,进而引燃缸内极稀的均质混合气。在 1 台定容燃烧弹中进行的光学实验研究结果表明,通过此种方式可实现整体过量空气系数为 2.5 的混合气稳定燃烧。与之相似,Reynolds 等<sup>[21-22]</sup>提出了部分分层的概念(Partially Stratified Charge, PSC),并将天然气预混喷射装置与火花塞进行了结构上的整合(以下简称为 PSC 装

置),如图 2 所示。试验结果表明,在均匀混合气过量空气系数为 1.66 的情况下,采用 PSC 装置喷射纯天然气可将循环波动从 10% 降至 5% 以内,指示热效率提高 15%,NO<sub>x</sub> 排放量虽然有所上升,但仍可维持在 0.5 g/(kW·h) 的较低水平。

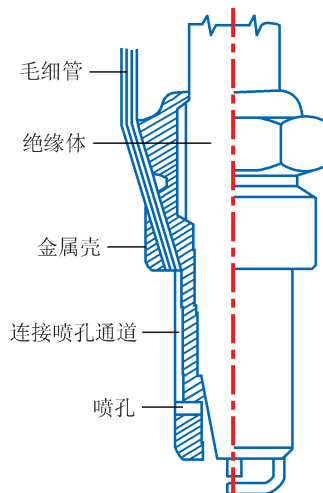


图 2 PSC 装置示意图

## 2.4 稀燃结合废气再循环

上述研究中的排放结果表明,即使大幅拓展稀燃极限,发动机的原始 NO<sub>x</sub> 排放量仍将较难满足欧 VI 排放法规要求<sup>[5]</sup>。此外值得注意的是,稀燃极限拓展将造成局部混合气过稀区域明显增加,导致 UHC 大幅上升。在采用上述预燃室结构<sup>[18]</sup>及 PSC 装置<sup>[21]</sup>实现极稀混合气燃烧进而改善热效率时,UHC 排放量可能接近或超过 10 g/(kW·h),此时若满足欧 VI 法规,将对甲烷催化氧化装置(Methane Oxidation Catalyst, MOC)的转化效率提出较高要求。故随着欧 VI 法规的实施,稀燃发动机将不得不同时加装 SCR,由此将造成发动机成本明显增加。然而另一方面,由于 SCR 将明显降低对原始 NO<sub>x</sub> 排放量的要求,因此这也为进一步提高稀燃发动机的热效率提供了可能。在 SCR 后处理转化效率为 90% 的条件下,若要满足欧 VI 法规,NO<sub>x</sub> 原始排放量只需满足欧 IV 排放标准。为此,笔者在本文参考文献[23]中系统地探究了此条件下稀燃方式热效率的优势,并进一步提出了采用少量废气再循环(Exhaust Gas Recirculation, EGR)稀释抑制原始 NO<sub>x</sub> 排放量以改善燃烧相位的策略。试验结果表明,中高负荷工况下采用稀燃方式时,仅采用 5% 的 EGR,气耗率相比当量燃烧方式即可降低 6%,相比纯稀燃方式可降低 3.5%。

### 3 天然气当量燃烧

当量燃烧仅需三效催化器即可满足超低排放要求，并显著降低后处理成本，因此，正得到越来越多的关注及应用。Einewall 等<sup>[24]</sup>的研究表明，以热效率优化为目标的情况下，采用当量燃烧配合三效催化器相比稀燃方式可使 NO<sub>x</sub> 和 UHC 分别降低 99.9% 以及 97%。由于当量混合气燃烧温度较高，将导致发动机热负荷、传热损失及爆震倾向明显增加，进而限制压缩比及增压压力的提高<sup>[4]</sup>，为此需同时采用 EGR 稀释，而 EGR 也将进一步降低原始 NO<sub>x</sub> 排放量。

当量燃烧的主要问题在于其较低的热效率。Wheeler 等<sup>[6]</sup>的研究结果表明，稀燃方式在原始 NO<sub>x</sub> 排放量满足欧 V 法规要求下，气耗率相比当量燃烧可降低约 12%，结果如图 3 所示。当量燃烧热效率

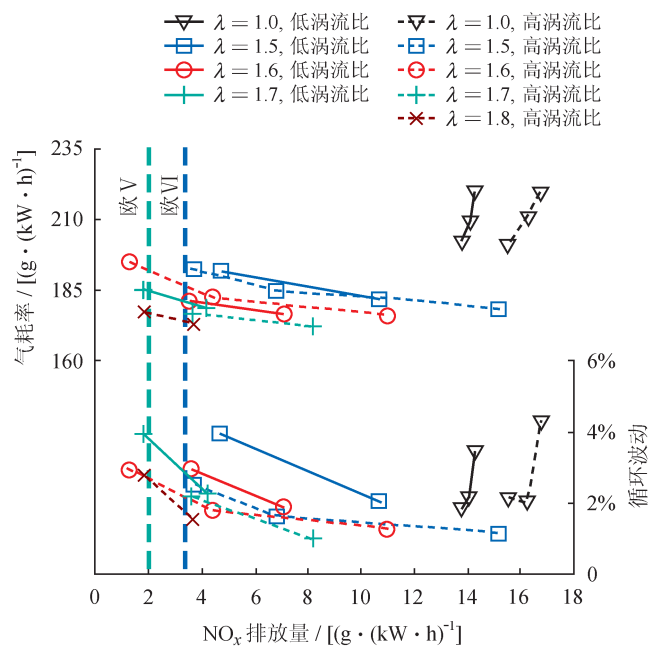


图3 过量空气系数λ及涡流比对发动机气耗率、NO<sub>x</sub>排放量及循环波动的影响图

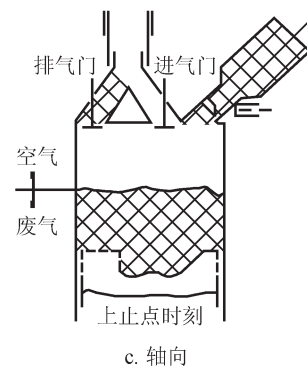
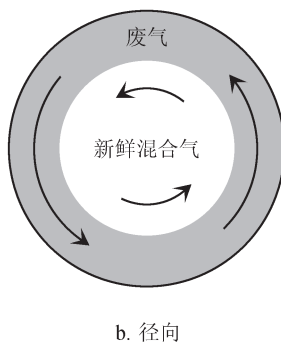
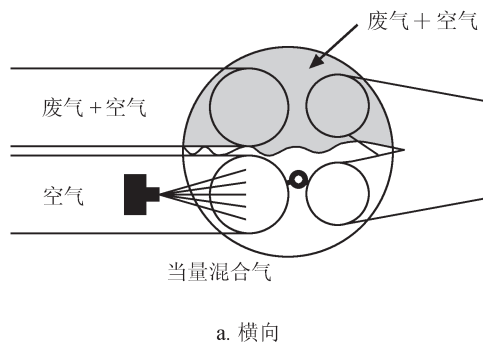


图4 EGR 分层方式示意图

较低的原因主要包括：①工质比热比较低造成其理论热效率较低；②燃烧温度较高导致传热损失及爆震倾向增加；③ EGR 对火焰传播速率降低作用更加明显；④局部混合气偏浓造成燃烧效率较低；⑤部分负荷泵气损失较高等。

针对当量燃烧，尽可能提高废气稀释程度，降低传热及泵气损失，同时改善由此引起的火焰传播速率下降的问题，是提高热效率的重要途径。此外，根据三效催化器的工作特性，为保证 3 种排放物均维持在较低水平，同时获得较高的燃烧效率，过量空气系数应采取在 1.0 附近以一定频率来回震荡的控制策略<sup>[24]</sup>。

### 4 当量燃烧方式优化

#### 4.1 EGR 控制策略及引入方式

通过类似稀燃方式下燃烧室及进气道结构的优化提高缸内湍流强度也是改善当量燃烧热效率的重要途径，在此不再赘述。除此之外，研究者还根据 EGR 自身特性，采用分层及不冷却等方式增加废气承受能力，提高燃烧速率。由于天然气当量燃烧是典型的点燃式发动机燃烧，为了广泛讨论其所适用的优化措施，下述文献内容将不完全局限于以天然气为燃料。

EGR 分层主要是通过进排气道设计配合气门控制策略形成特定的分层结构，降低火花塞周围废气浓度以提高着火稳定性及火焰传播速率，其主要包括横向、轴向及径向分层。Jackson 等<sup>[25]</sup>提出的涡分层燃烧控制系统 (Combustion Control through Vortex Stratification, C CVS) 是一种横向分层方式 (图 4-a)。其模拟结果指出，压缩下止点附近形成的滚流结构对于维持分层十分重要。试验结果表明，此种方式

可明显增加部分负荷废气承受能力并实现 6% 的经济性改善, 且 UHC 没有明显上升。Dong 和 Xu 等<sup>[26-27]</sup>提出的共轭涡分层也属于横向分层, 此外他们还提出了径向分层(图 4-b)。模拟结果表明, 两种方式均受进气滚流破坏较大, 因此维持较好的分层结构较为困难。轴向分层结构可通过先后引入废气及新鲜混合气实现(图 4-c)。Ditiu 等<sup>[28]</sup>通过此种方法配合预燃室结构实现了新鲜混合气与再循环废气的有效分离。结果表明, 在 0.235 MPa 的小负荷工况以及 30% 不冷却 EGR 率条件下, 发动机可有效缩短燃烧持续期并获得较高的燃烧效率, 从而有效改善经济性。此外, 采用此种方式, 发动机最高可在 55% EGR 率下实现稳定燃烧, 但此时燃烧速率及燃烧效率均明显降低。

采用 EGR 不冷却提高进气温度也是提高燃烧速率的有效方法。为了增加进气温度的响应性, 通常需引入冷却及不冷却两路 EGR 并调节其比例实现温度控制。Toulson 等<sup>[29]</sup>研究表明, 提高不冷却 EGR 比例可降低循环波动, 缩短燃烧持续期, 减少 UHC 排放, 提高热效率, 而  $\text{NO}_x$  排放量仅略有增加。

对于增压发动机, EGR 的引入主要包括高压及低压两种方式<sup>[30]</sup>。图 5-a 所示为低压 EGR 形式, 即废气从涡轮机后引入压缩机前。低压 EGR 又可分为净化及非净化, 即从催化器后及催化器前引出两种形式。其中非净化 EGR 优势相对更为明显, 主要因

为: ①废气中可燃气体如氢气 ( $\text{H}_2$ ) 及一氧化碳 ( $\text{CO}$ ) 对提高燃烧速率及燃烧效率有一定促进作用; ②涡轮机压降增大可减少泵气损失; ③催化器前压力较高, 更有利于提高 EGR 引入能力。高压 EGR 引入形式如图 5-b 所示, 即废气从涡轮机前引入压缩机后。相比低压 EGR, 高压 EGR 回路更短, 响应更为迅速。此外, 由于此过程中废气不经过压缩机, 故有利于增加压缩机使用可靠性。高压 EGR 由于可降低涡轮前压力, 故在部分负荷可明显降低泵气损失, 而在大负荷工况则可能导致最大功率有所下降, 且此时由于进排气压差较小, 高压 EGR 引入困难, 尤其是在低转速条件下。柴油机中同时采用高低压 EGR 或进一步配合可变截面增压器 (Variable Geometry Turbocharger, VGT) 可较好地增加 EGR 引入能力, 降低泵气损失, 改善发动机性能<sup>[31]</sup>, 然而针对点燃式发动机仍少有研究。

## 4.2 米勒循环

通过米勒循环增加膨胀比是提高当量燃烧热效率的重要措施。米勒循环主要包括进气门早关与进气门晚关 (Early/Late Intake Valve Closing, EIVC/LIVC) 两种方式。Okamoto 等<sup>[32]</sup>通过进气门晚关并减小燃烧室容积提高膨胀比 (几何压缩比) 的方式, 将 1 台非道路天然气发动机热效率从 34% 提升至 38%。此外, 米勒循环还可配合节气门, 在一定范围内实现

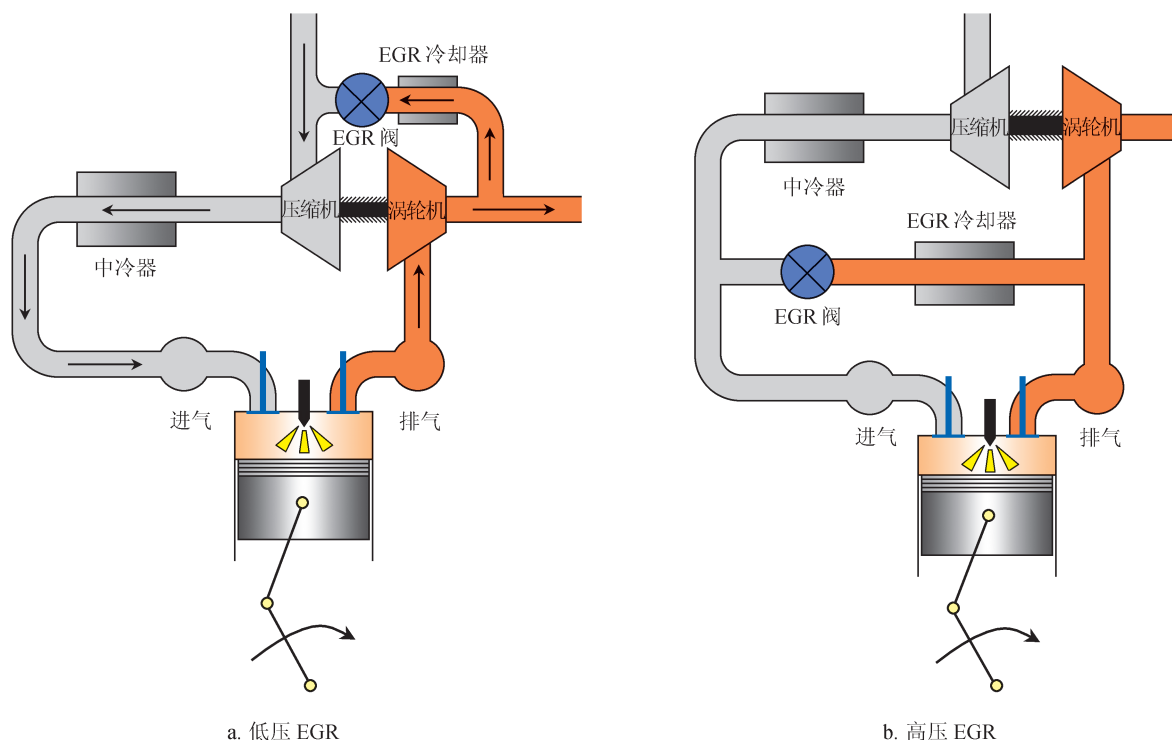


图 5 EGR 引入方式示意图

负荷控制,从而有效降低部分负荷泵气损失,改善热效率<sup>[33]</sup>。

有效压缩比减小将使得压缩温度下降,进而导致燃烧速率降低<sup>[34]</sup>。通过提高几何压缩比(膨胀比)可使有效压缩比保持不变或有所提高。然而笔者<sup>[35]</sup>通过对 LIVC 米勒循环进行试验研究发现,对于天然气当量燃烧结合 EGR 的方式,由于点火提前角较大,点火时刻缸内温度受有效压缩比影响较小,更大程度上将仅取决于进气门关闭时刻。随着气门关闭时刻推迟,即使有效压缩比不变或有所增加,燃烧速率仍将有所降低;然而若气门关闭时刻推迟较少,将使得有效压缩比较高从而导致传热损失及大负荷爆震倾向明显增加。因此米勒循环需与上述燃烧室或进气道优化相配合,在提高膨胀比的同时提高燃烧速率。为兼顾高、低负荷经济性,发动机还可同时采用可变压缩比(Variable Compression Ratio, VCR)及可变气门正时(Variable Valve Timing, VVT)技术实现奥托-米勒(Otto-Miller)循环<sup>[34]</sup>,然而这将会导致系统结构过于复杂、成本过高。

采用 EIVC 时,由于气门升程较低,相同进气量条件下所需进气压力较高,因此部分负荷下发动机泵气损失相对较低,尤其在高转速工况下<sup>[36]</sup>。然而另一方面,这也意味着 EIVC 在大负荷工况对增压能力要求较高,从而在一定程度上限制了其在宽广转速区间内的应用<sup>[37]</sup>。采用 LIVC 时,由于进气行程气流惯性的影响,将导致转速增加过程中进气回流减少,相同进气量条件下进气压力有所降低,进而造成泵气损失改善有所下降<sup>[36]</sup>。除了转速影响外, Li 等<sup>[38]</sup>通过试验研究对比了 EIVC 及 LIVC 在不同负荷下对发动机性能的影响。结果表明,在大负荷工况下, LIVC 由于燃烧相位更加靠前,并由此使得排气背压更低,泵气正功更高,因此其对经济性改善更加明显。这主要是因为采用 LIVC 时,由于初始进入气缸内的工质较多,整体热容较高,混合气整体温度上升不明显,从而有利于降低爆震倾向。相比之下,在小负荷工况下,采用 EIVC 时发动机经济性更优,如前所述,这主要由于其进气压力较高,泵气损失降低更为明显。

## 5 结论

1) 稀燃发动机可通过拓展稀燃极限,在不加装 NO<sub>x</sub> 后处理装置的情况下满足欧 V 排放法规要求,同时实现较高的热效率。然而为进一步满足欧 VI 法

规,则必须加装 SCR。

2) 相比燃烧室及进气道结构优化,采用局部分层或预燃室结构更有利于拓展稀燃极限并实现稳定燃烧,从而在相同 NO<sub>x</sub> 排放量水平下明显改善热效率,然而由于过稀混合气区域增加将导致 UHC 排放量明显上升。

3) 采用稀燃方式结合 SCR 满足欧 VI 排放法规的同时,还可降低对原始 NO<sub>x</sub> 排放量的要求,进而有利于进一步优化热效率。此外,稀燃发动机可采用少量 EGR 稀释进一步抑制原始 NO<sub>x</sub> 排放量,以获得更好的燃烧相位。

4) 当量燃烧结合 EGR 可仅通过加装三效催化器实现超低排放量,然而其热效率需进一步优化;除通过燃烧室及进气道结构设计提高缸内湍流强度外,采用 EGR 分层或不冷却以及利用米勒循环提高膨胀比也是重要技术措施。

5) 针对当量燃烧结合 EGR 的方式,采用米勒循环可有效提高热效率。然而值得注意的是,随着气门关闭时刻推迟/提前,即使有效压缩比保持不变或有所增加,燃烧速率将依然有所降低,而若气门关闭时刻推迟/提前较少,将使得有效压缩比较高,从而导致传热损失及大负荷爆震倾向明显增加。

## 参 考 文 献

- [1] British Petroleum. BP statistical review of world energy[EB/OL]. [2016-6]. <https://www.bp.com>.
- [2] Tilagone R, Monnier G, Chaouche A, Baguelin Y & Chauveron SD. Development of a high efficiency, low emission SI-CNG bus engine[C]//International Spring Fuels and Lubricants Meeting, 6-8 May 1996, Dearborn, MI, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/961080>.
- [3] Kato T, Saeki K, Nishide H & Yamada T. Development of CNG fueled engine with lean burn for small size commercial van[J]. JSAE Rev, 2001, 22(3): 365-368.
- [4] Ibrahim A & Bari S. A comparison between EGR and lean-burn strategies employed in a natural gas SI engine using a two-zone combustion model[J]. Energy Convers Manage, 2009, 50(12): 3129-3139.
- [5] European Commission. Implementing and amending Regulation (EC) No 595/2009 of the European Parliament and of the Council with respect to emissions from heavy duty vehicles (Euro VI) and amending Annexes I and III to Directive 2007/46/EC of the European Parliament and of the Council: No. 582/2001[S/OL] [2016-11-01]. <https://www.dieselnet.com>.
- [6] Wheeler J, Stein J & Hunter G. Effects of charge motion, compression ratio, and dilution on a medium duty natural gas single cylinder research engine[J]. SAE Int J Engines, 2014, 7(4): 1650-

- 1664.
- [ 7 ] Ting SK & Checkel MD. The effects of turbulence on spark-ignited, ultra-lean, premixed methane-air flame growth in a combustion chamber[C]//Fuels and Lubricants Meeting and Exposition, 16-19 October 1995, Toronto, ON, Canada. DOI: <https://doi.org/10.4271/952410>.
- [ 8 ] Evans RL, Blaszczyk J & Matys P. An Experimental and numerical study of combustion chamber design for lean-burn natural gas engines[C]//Future Transportation Technology Conference, 5-8 August 1996, Vancouver, BC, Canada. DOI: <https://doi.org/10.4271/961672>.
- [ 9 ] Kubesh JT, Podnar DJ & Colucci CP. Lean limit and performance improvements for a heavy-duty natural gas engine[C]//International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exposition, 14-17 October 1996, San Antonio, TX, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/961939>.
- [10] Einewall P & Johansson B. Combustion chambers for supercharged natural gas engines[C]//International Congress and Exposition International, 24-27 February 1997, Detroit, MI, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/970221>.
- [11] Yan B, Wang H, Zheng Z, Qin Y & Yao M. Experimental and numerical investigation of the effect of combustion chamber reentrant level on combustion characteristics and thermal efficiency of stoichiometric operation natural gas engine with EGR[J]. *Appl Therm Eng*, 2017, 123: 1473-1483.
- [12] Johansson B & Olsson K. Combustion chambers for natural gas SI engines Part I: Fluid flow and combustion[C]//SAE International Congress and Exposition, 27 February-2 March 1995, Detroit, MI, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/950469>.
- [13] Olsson K & Johansson B. Combustion chambers for natural gas SI engines Part 2: Combustion and emissions[C]//SAE International Congress and Exposition, 27 February-2 March 1995, Detroit, MI, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/950517>.
- [14] Kingston-Jones MG & Heaton DM. Nebula combustion system for lean burn spark ignited gas engines[C]//International Congress and Exposition, 27 February-3 March 1989, Detroit, MI, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/890211>.
- [15] Evans RL. Extending the lean limit of natural-gas engines[J]. *J Eng Gas Turbines Power*, 2009, 131(3):1-5.
- [16] Umierski M, Körfer T & Stommel P. Low emission and fuel consumption natural gas engines with high power density for stationary and heavy-duty application[C]//Future Transportation Technology Conference and Exposition, 17-19 August 1999, Costa Mesa, CA, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-2896>.
- [17] Crane ME & King SR. Emission reduction through pre-combustion chamber design in a natural gas, lean burn engine[J]. *J Eng Gas Turbines Power*, 1992, 114(3): 466-474.
- [18] Shah A, Tunestal P & Johansson B. Investigation of performance and emission characteristics of a heavy duty natural gas engine operated with pre-chamber spark plug and dilution with excess air and EGR[J]. *SAE Int J Engines*, 1980, 5(4): 1790-1801.
- [19] Spiegel L & Spicher U. Mixture formation and combustion in a spark ignition engines with direct fuel injection[C]//International Congress and Exposition, 24-28 February 1992, Detroit, MI, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/920521>.
- [20] Arcoumanis C, Hull DR & Whitelaw JH. An approach to charge stratification in lean-burn, spark-ignition engines[C]//Fuels and Lubricants Meeting and Exposition, 17-20 October, 1994, Baltimore, MD, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/941878>.
- [21] Reynolds CCO & Evans RL. Improving emissions and performance characteristics of lean burn natural gas engines through partial stratification[J]. *Int J Engine Res*, 2004, 5(1): 1-21.
- [22] Reynolds CCO, Evans RL, Andreassi L, Cordiner S & Mulone V. The effect of varying the injected charge stoichiometry in a partially stratified charge natural gas engine[C]//SAE World Congress, 11-14 April 2005, Detroit, MI, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/2005-01-0247>.
- [23] Yan B, Yao M, Mao B, Li Y & Qin Y. A comparative study on the fuel economy improvement of a natural gas SI engine at the lean burn and the stoichiometric operation both with EGR under the premise of meeting EU6 emission legislation[C]//International Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting, 1-4 September 2015, Kyoto, Japan. DOI: <https://doi.org/10.4271/2015-01-1958>.
- [24] Einewall P, Tunestål P & Johansson B. Lean burn natural gas operation vs. stoichiometric operation with EGR and a three way catalyst[C]//SAE World Congress, 11-14 April 2005, Detroit, MI, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/2005-01-0250>.
- [25] Jackson NS, Stokes J, Lake TH, Sapsford SM, Heikal M & Denbraft I. Understanding the CCVS stratified EGR combustion system[C]//International Congress and Exposition, 26-29 February 1996, Detroit, MI, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/960837>.
- [26] Dong M, Chen G, Xu M & Chao D. A preliminary CFD investigation of in-cylinder stratified EGR for spark ignition engines[C]//International Spring Fuels and Lubricants Meeting and Exhibition, 6-9 May 2002, Reno, NV, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-1734>.
- [27] Xu M, Chen G, Chao D & Dong M. Numerical study on swirl-type high-dilution stratified EGR combustion system[C]//International Spring Fuels and Lubricants Meeting and Exposition, 19-22 June 2000, Paris, France. DOI: <https://doi.org/10.4271/2000-01-1949>.
- [28] Ditiu M. Triple stratification in a spark ignition engine: The effect on the emission at un-throttled light load[C]//International Congress and Exposition, 1-4 March 1999, Detroit, MI, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-0575>.
- [29] Toulson E, Watson HC & Attard WP. The effects of hot and cool EGR with hydrogen assisted jet ignition[C]//Asia Pacific Automotive Engineering Conference, 5-8 August 2007, Hollywood, CA, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/2007-01-3627>.
- [30] Potteau S, Lutz P, Leroux S, Moroz S & Tomas E. Cooled EGR for a turbo SI engine to reduce knocking and fuel consumption[C]//Powertrain and Fluid Systems Conference and Exhibition, 29 October-1 November 2007, Rosemont, IL, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/2007-01-3978>.
- [31] Mao B, Yao M, Zheng Z & Liu H. Effects of dual loop EGR and variable geometry turbocharger on performance and emissions

- of a diesel engine[C]//SAE International Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting, 24-26 October 2016, Baltimore, MD, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-01-2340>.
- [32] Okamoto K, Zhang F, Shimogata S, Shoji S, Kanesaka H & Sakai H. Study on Miller cycle gas engine for co-generation systems—effect of Miller cycle on the performance of gas engine[C]//International Congress and Exposition, 26-29 February 1996, Detroit, MI, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/960949>.
- [33] Zhang H & Chiu J. Late Intake Valve Closing with throttle control at light loads for a lean-burn natural gas engine[C]//International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exposition, 25-28 October 1999, Toronto, ON, Canada. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-3485>.
- [34] Blakey SC, Saunders RJ, Ma TH & Chopra A. A Design and Experimental Study of an Otto Atkinson Cycle Engine Using Late Intake Valve Closing[C]//International Congress and Exposition, 25 February-1 March 1991, Detroit, MI, USA. DOI: <https://doi.org/10.4271/910451>.
- [35] Yan Bowen, Wang Hu, Zheng Zunqing, Qinyufeng & Yao Mingfa. The effects of LIVC Miller cycle on the combustion characteristics and thermal efficiency in a stoichiometric operation natural gas engine with EGR[J]. Appl Therm Eng, 2017, 122: 439-450.
- [36] Miklanek L, Vitek O, Gotfryd O & Klir V. Study of unconventional cycles (Atkinson and Miller) with mixture heating as a means for the fuel economy improvement of a throttled SI engine at part load[J]. SAE Int J Engines, 5(4): 1624-1636.
- [37] Mollo F, Bernardi MG & Delneri D. Computational analysis of internal and external EGR strategies combined with miller cycle concept for a two stage turbocharged medium speed marine diesel engine[J]. SAE Int J Engines, 4(1): 1319-1330.
- [38] Li T, Gao Y & Wang J. The Miller cycle effects on improvement of fuel economy in a highly boosted, high compression ratio, direct-injection gasoline engine: EIVC vs. LIVC[J]. Energy Convers Manage, 2014, 79: 59-65.

(修改回稿日期 2017-07-23 编辑 何明)

## 西气东输二线（西段）工程正式竣工投产

2017年9月29日，西气东输二线（西段）（以下简称西二线西段）工程通过中国石油天然气股份有限公司竣工验收，正式投产。至此，西二线西段已累计输送天然气 $2.426 \times 10^8 \text{ m}^3$ ，成为建设美丽中国的能源主干道。

作为国家“十一五”重点工程，西气东输二线工程是我国首条引进境外天然气资源的陆上战略管道。管道西起新疆霍尔果斯，东至香港，全长8704 km，是目前世界上线路最长、供应覆盖面积最大、受益人口最多的一条天然气管道。这也是我国输送压力最高、输气量最大的天然气管道，以1422亿元的投资成为我国单体投资最大油气管道工程。

西二线西段是西气东输二线的重要组成部分，由1条干线和2条支干线组成。西二线西段干线起自新疆霍尔果斯，止于宁夏中卫站，途经新疆、甘肃、宁夏3省（区）22市（县）；线路总长2441 km，设计压力12 MPa，管径1219 mm，设计输气量为 $300 \times 10^8 \text{ m}^3/\text{a}$ 。工程于2008年2月22日启动建设，2009年12月16日建成并投入试运行。

西二线西段建设，为长输管道工程建设积累了“业主+监理+EPC”模式的建设管理经验，探索了“建管分离”模式下的有效管理和工作方法。

西二线西段穿越西北天山林场和赛里木湖国家风景名胜区。中石油在我国企业中率先自主提出开展专项生态修复工作，制定全线生态修复规划。经过3年努力，管道经过地带生态全部得以恢复，西二线西段被国家命名为“全国水土保持示范工程”。

(天工 摘编自中国石油新闻中心)