

Study on Combustion and Emission Characteristics of Engine Fueled With LNG

zhunqing Hu¹, Xin Zhang²

1,2. School of Mechanical, electronic and control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing, China

1. zhqhu@bjtu.edu.cn, 2. zhangxin@bjtu.edu.cn

Abstract: The combustion and emission characteristics of a four-cylinder engine fueled with LNG are analyzed. The influence of engine performance changes with engine structure parameters and operating parameters is studied. Results show that ignition timing increases properly can improve LNG engine in-cylinder combustion process, improve engine power performance and economy performance, but NO_x emission increases. The best dynamic performance of LNG engine is near the theory of air-fuel ratio. Appropriate compression ratio can improve the engine power performance and economic performance. The influence of compression ratio does not have certain rule to NO_x.

Keywords: liquid natural gas; engine; simulation analysis

LNG 发动机燃烧及排放特性研究

胡准庆¹, 张欣²

1,2. 北京交通大学机电学院, 北京, 中国, 100044

1. zhqhu@bjtu.edu.cn, 2. zhangxin@bjtu.edu.cn

摘 要: 在一台四缸发动机上进行了燃用 LNG 燃料的燃烧特性和排放特性研究, 分析了发动机结构参数和运行参数变化对发动机性能的影响。结果表明, 适当增大点火提前角可以改善 LNG 发动机缸内燃烧过程, 提高发动机动力性和经济性, 但 NO_x 排放增加; LNG 发动机的最佳动力性能在理论空燃比附近取得; 适当增大压缩比可以提高发动机的动力性能和经济性能, 压缩比对氮氧化物的影响没有一定规律。

关键词: LNG; 发动机; 仿真研究

1 引言

随着能源危机、环境污染的加剧以及能源调整结构的要求, 寻找清洁的石油替代燃料成为各国发动机及汽车行业的研究热点^[1]。天然气以其良好的可获得性、低污染性和经济性在改善各国能源结构和保护环境方面具有很大的优势, CNG 发动机及汽车因此获得了较充分的应用和推广。但是 CNG 汽车由于存在一次性充气行驶距离短方面的原因制约了其规模化发展, 这使得液化天然气 (LNG) 凭借更加优良的品质作为汽车燃料受到越来越多的重视。

LNG 作为发动机燃料在国外应用较多^{[2][3]}, 美国的各大汽车公司都生产 LNG 发动机^[4], 其排放至少满

足美国的低排放标准 (LEV), 有的发动机甚至可以满足超低排放标准 (ULEV)。日本有多家公司和研究机构也研制出了 LNG 电控进气道多点喷射发动机, 并成功地应用于微型客车上, 俄罗斯也制定了用 LNG 作汽车燃料的综合计划和一系列地方计划。我国 LNG 汽车的发展起步较晚, 但 LNG 发动机在公交车上的应用已经很成熟, 在轿车上应用仍处于试验阶段, 这方面的文献也很少。为此, 本课题以华晨中华尊驰轿车发动机 BL20L 为研究对象, 分析其燃烧 LNG 燃料的燃烧特性和排放特性, 并对发动机结构参数和运行参数的变化对发动机性能的影响进行了研究, 为 LNG 发动机的性能研究提供理论和试验依据。

2 发动机参数及模型的建立

2.1 发动机参数

发动机为进气道喷射火花点燃式 LNG 单燃料发动机,该发动机是在 BL20L 汽油机基础上开发的,其设计保持原机基本结构不变,尽量保持与原机零件的通用性。原型机的结构参数与运行参数如表 1 所示:

Table 1. Engine Specification
表 1 发动机的技术参数

缸径 (mm) × 冲程 (mm)	83 × 92
连杆长度 (mm)	147.4
总排量 (L)	1.991 L
压缩比	9.9 ± 0.25
燃烧室形式	浅蓬式
气缸套型式	嵌入式铸铁气缸套

2.2 模型的建立

使用 FIRE 三维数值模拟软件建立单燃料 LNG 发动机燃烧过程计算模型。LNG 单燃料发动机的燃烧过程主要涉及气体的非稳态流动与燃烧,其中气体流动是燃烧反应过程的基础。LNG 单燃料发动机缸内流动过程除了遵循质量守恒、能量守恒与动量守恒三个基本方程外,还受进气滚流的影响。因此,LNG 单燃料发动机缸内燃烧过程数值模拟计算的基础是建立正确的湍流模型、燃烧反应模型等的数值模型。一般应用的守恒方程有:质量守恒方程、能量守恒方程、动量守恒方程、理想状态方程及湍流模型方程。该数值模拟计算中,湍流模型采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型;燃烧模型采用 EBU 模型 (eddy breakup model)——涡团破碎模型。图 1 为上述模型的数值计算结果与实验数据的对比曲线。

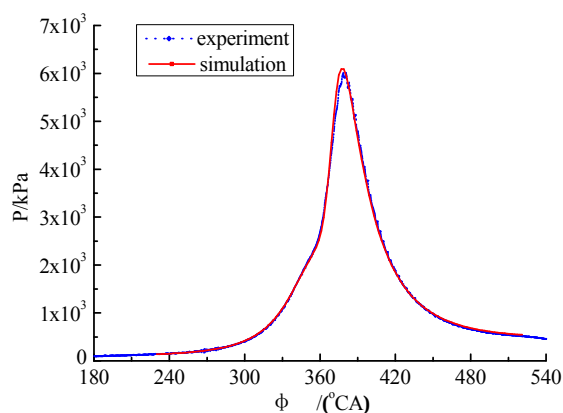


Figure1. Curve: in-cylinder average pressure numerical calculation result and experimental result

图 1.缸内平均压力数值计算结果与实验结果对比

图中看出,数值模拟计算出的缸内平均压力曲线与实验测得的缸内压力曲线除压力峰值处略有差别其余吻合较好。以此计算控制参数为基准,进行该发动机燃烧液态天然气燃料的燃烧过程的数值分析以及对燃烧排放过程的分析研究具有一定的可行性。

3 仿真结果及分析

3.1 点火正时对 LNG 发动机燃烧及排放性能的影响

图 2 与图 3 为不同点火时刻时,缸内平均压力曲线与缸内平均温度曲线对比情况。可以看出,点火提前角越小,压力峰值偏离上止点越远,随着点火推迟,燃烧推迟,温度峰值出现的时刻推迟,温度峰值降低,后燃增加,排气温度升高。缸内最高压力与最高温度随点火提前角的增加而增加。发动机缸内最高燃烧压力增加,有助于提高发动机扭矩,但发动机的压缩负功和传热损失也在增加,使得发动机输出的扭矩变化不大,因此,从降低发动机机械负荷及热负荷的角度考虑,点火时刻应当适当推迟。同时,缸内最高温度降低,有助于改善 NO_x 的排放。另外,随着点火提前角的增加,到达峰值的时间提前,最佳点火提前角 (θ) 应使最高燃烧压力在上止点后 12°CA~15°CA 时达到,当点火提前角为 30°CA、35°CA 和 40°CA 时,缸内的最大压力在上止点后 11°CA~15°CA 时到达,此三种情况下的燃烧均无爆燃现象。

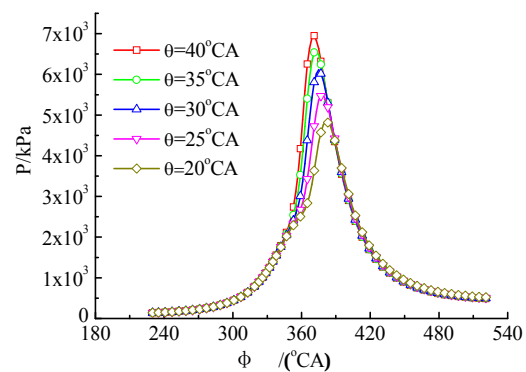


Figure2. In-cylinder average pressure curve

图 2. 缸内平均压力曲线

图 4 为不同点火时刻发动机的有效功率。可以看出,不同点火提前角下的有效功率随着点火提前角的增大,有效功率的值先增大后减小,点火提前角为 35

$^{\circ}\text{CA}$ 时, 功率最大。因此, 对应发动机的不同工况, 有最佳的点火提前角。

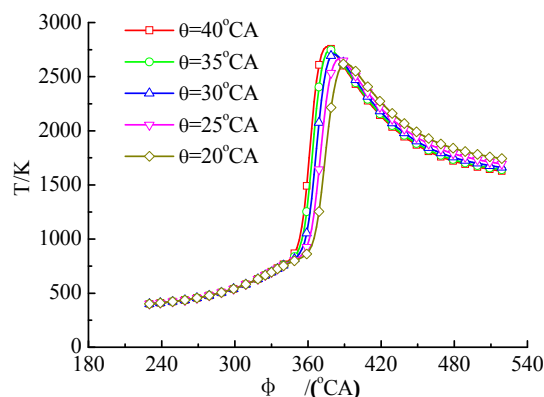


Figure3. In-cylinder average temperature curve
图 3. 缸内平均温度曲线

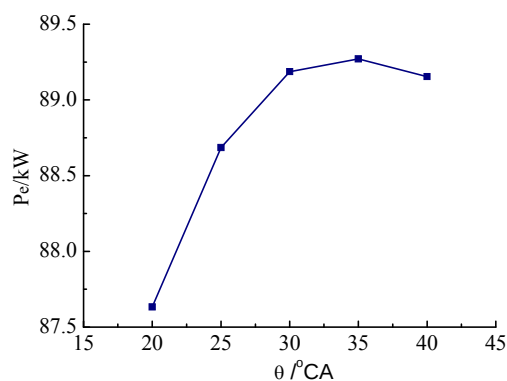


Figure4. Engine effective power curves under different ignition timing
图 4. 不同点火时刻发动机有效功率的对比

图 5 为不同点火时刻, 缸内平均湍动能曲线对比情况。可以看出, 不同点火时刻, 缸内的湍动能变化趋势相类似。随着点火提前角的减小, 湍动能在上止点附近有波动, 但波动较小。不同点火时刻, 缸内平均湍动能差别很小, 除随点火提前角的减小, 最大平均湍动能略有减小外, 其余时刻缸内的湍动能曲线吻合较好。这说明, 点火时刻对缸内平均湍动能的影响很小。

图 6 和图 7 分别为不同点火时刻缸内燃烧产物的生成曲线。可以看出, 随着点火提前角的减小, 缸内氮氧化物及颗粒的生成时间向后推移, 生成氮氧化物及颗粒的含量随点火提前角的减小而减小, 对于 LNG 发动机, 在燃烧的过程中会有颗粒物产生, 但在燃烧

结束后, 颗粒物的含量几乎为零, 可以忽略不计。然而点火正时对 NO_x 排放的影响较为显著, 同一工况下, 随着点火提前角的减小, NO_x 排放显著降低。在发动机输出功率与 CH_4 含量不发生明显改变的情况下, 从改善 NO_x 排放的角度, 可以适当的减小点火提前角。

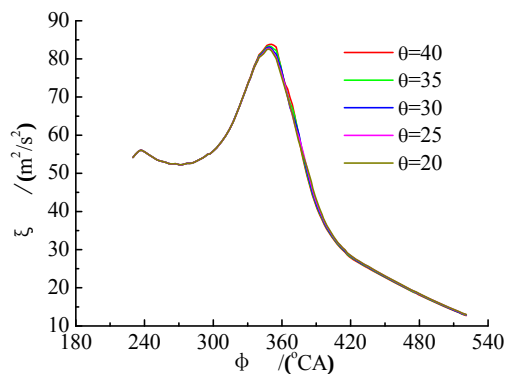


Figure5. In-cylinder average turbulent kinetic energy curves under different ignition timing
图 5. 不同点火时刻缸内平均湍动能对比

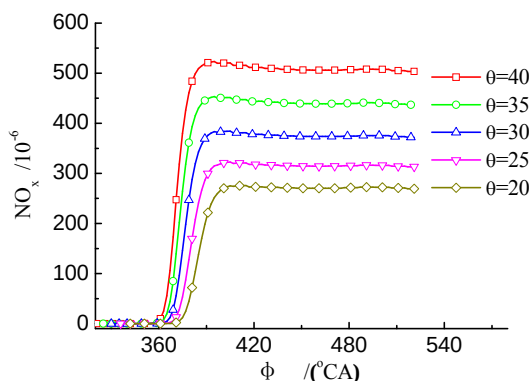


Figure6. NO_x curves under different ignition timing
图 6. 不同点火时刻缸内氮氧化物含量曲线

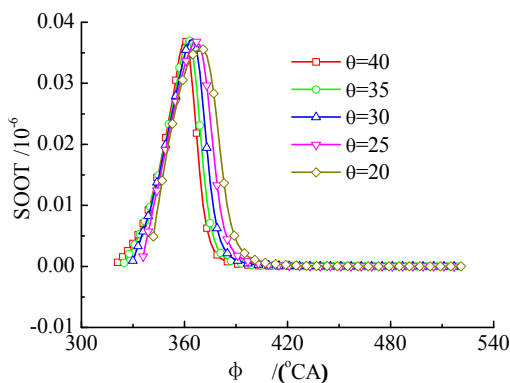


Figure7. Soot curves under different ignition timing
图 7. 不同点火时刻缸内颗粒物含量曲线

3.2 混合气浓度对缸内燃烧过程的影响

LNG 发动机在稀燃工况下运行,一方面可以降低排放,另一方面可以提高发动机的经济性和使用寿命,但是稀燃容易产生较大的循环变动,使发动机不能正常工作,甲烷排放较高,从而限制了发动机的稀燃。因此,对混合气浓度的控制是控制发动循环变动及排放的关键。

比较不同混合气浓度下,缸内燃烧过程的变化。调节初始混合气浓度,分别设置燃空当量比(γ)为 0.8、0.9、1.0、1.1 和 1.2,其他初始条件不变。

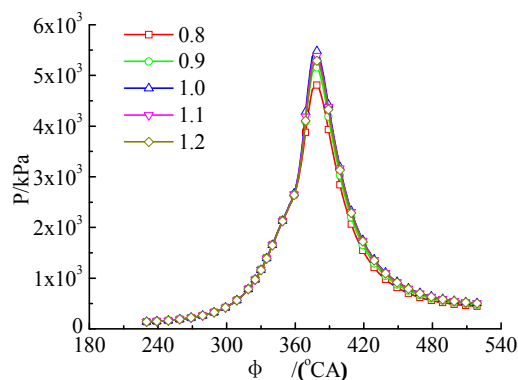


Figure8. In-cylinder average pressure curves under different mixture concentration

图 8. 不同混合气浓度缸内平均压力对比

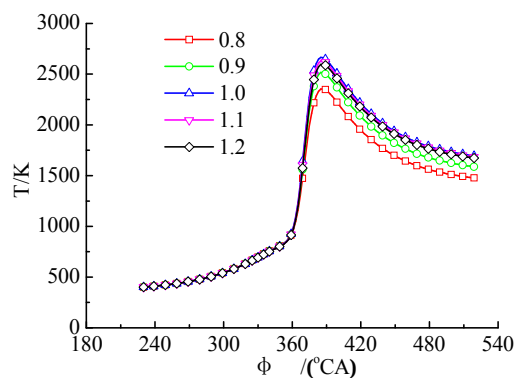


Figure9. In-cylinder average temperature curves under different mixture concentration

图 9 不同混合气浓度缸内平均温度对比

图 8 与图 9 为不同混合气浓度时,缸内平均压力与缸内平均温度曲线。图 10 可以看出,不同混合气浓度时,缸内的平均压力与平均温度曲线相类似。当量比为 1.0 时,缸内的平均压力峰值与平均温度峰值均为最大。燃烧结束后,缸内的平均压力与平均温度也较大。图 11 可知,燃空当量比为 1.0、1.1 及 1.2 时,

缸内平均温度峰值与燃烧后期的温度相差不大;燃空当量比为 0.8 及 0.9 时,随着当量比的增大,缸内平均温度的峰值与燃烧后的温度均增大,且变化较大。

混合气浓度对发动机有效功率的影响如图 10 所示。当量比为 1.0 时,缸内的压力峰值与温度峰值均为最大,发动机有效功率也最大。此时,缸内混合气按照理论空燃比混合,燃烧效果最好。

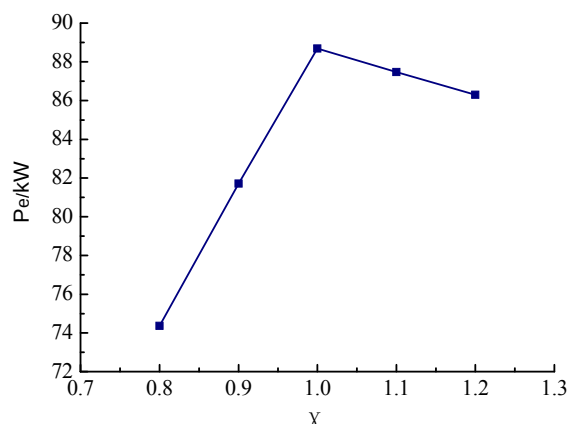


Figure10. Effective power curves under different mixture concentration

图 10. 不同混合气浓度发动机有效功率对比

图 11 为不同混合气浓度对氮氧化物的影响曲线。可以看出,混合气浓度对缸内氮氧化物的排放影响较大。当燃空当量比为 0.8 时,缸内混合气燃烧生成的氮氧化物的量最少,一般情况下,当 $\phi=1.03\sim 1.1$,燃油消耗率达到较佳值。这主要是因为气缸内燃料、空气和残余废气不能绝对均匀混合,因而,不可能刚好在 $\phi=1$ 时获得完全燃烧。也就是说混合气稍稀时,最高燃烧温度降低,使燃烧产物高温分解减少,有利于降低 NO_x 的排放,即混合气稀燃是控制 NO_x 排放的一个较好的方法。当燃空当量比为 0.9 时,此时缸内混合气燃烧产生的氮氧化物的量最多,这主要是因为与当量比 0.8 时相比,缸内温度明显上升,氮氧化物在高温富氧的环境下产生。在浓混合气的情况下,缸内燃烧生成氮氧化物的量随混合气浓度的增加而减小,主要由于缸内富裕的氧气不多。

3.3 压缩比对燃烧过程的影响

为了防止混合气发生爆燃,点燃式天然气发动机选择压缩比时应充分考虑发动机效率、壁面爆震和缺火的安全余量之间的协调。与汽油相比天然气的辛烷值较高,爆震倾向小,适当提高压缩比,发动机的经

济性和热效率都可以得到提高。天然气发动机压缩比通常选为 10~12 左右。

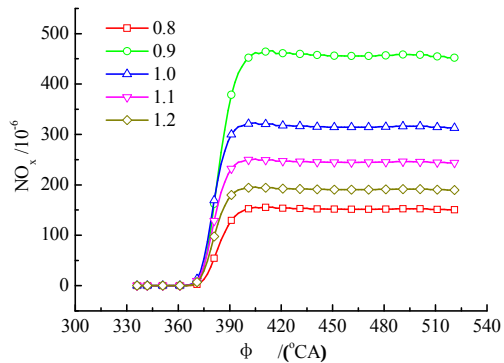


Figure11. NO_x curves under different mixture concentration
图 11. 不同混合气浓度缸内氮氧化物对比

原汽油机的压缩比为 9.9 ± 0.25 ，要对发动机的压缩比进行修改，可以从缸盖结构、汽缸直径及活塞顶结构三方面考虑。为了加工方便，对原发动机不做大的改动，选择通过修改活塞顶结构来改变发动机压缩比的方法。当活塞顶为平顶时，此时该发动机的压缩比最大为 11.38，在 9.75~11.38 之间选择减小活塞顶凹坑深度的方式来改变燃烧室容积从而改变压缩比，其压缩比 (ϵ) 分别为 10.11、10.45 及 10.82。在其他条件不变的情况下对发动机不同压缩比时的燃烧过程进行数值模拟计算。

图 12 与图 13 分别给出的是不同压缩比时缸内平均压力及平均温度对比情况。从图 12 可以看出，压缩比变化，对缸内进气压缩及燃烧过程的影响比较大，对燃烧后期缸内的平均压力影响较小，随着压缩比的增加，压缩过程中的缸内平均压力增加，燃烧时，缸内平均压力的峰值增大。

从图 13 可以看出，单纯的改变压缩比，压缩及燃烧过程的缸内平均温度影响不大，但对燃烧后期，随着压缩比的增大，缸内平均温度下降。

图 14 为压缩比对发动机有效功率的影响。可以看出，压缩比为 9.75 时，发动机的有效功率为 88.69，当压缩比增大时，其实是燃烧室的容积减小，由于此燃烧过程按当量比为 1 的比例进行燃料燃烧，在燃烧室减小的情况下，由于进气量减少，喷油量减少。一方面，压缩比增大时，压缩压力与最高燃烧压力均升高，使内燃机机械效率下降；另一方面，影响发动机功率的因素很多，发动机的有效功率变化不规律。

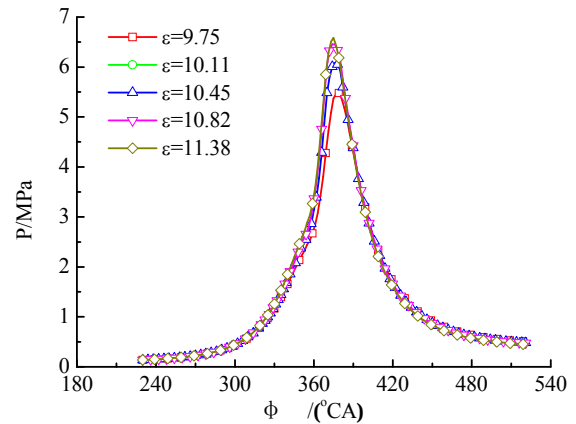


Figure12. Average in-cylinder pressure curves under different compression ratio
图 12 不同压缩比缸内平均压力曲线对比

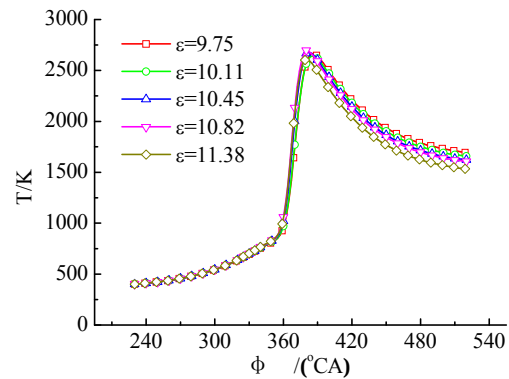


Figure13. Average in-cylinder temperature curves under different compression ratio
图 13 不同压缩比缸内平均温度曲线对比

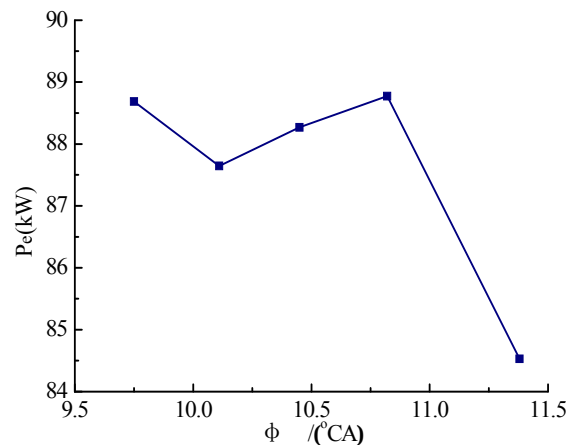


Figure14. Effective power curve under different compression ratio
图 14 压缩比对有效功率的影响

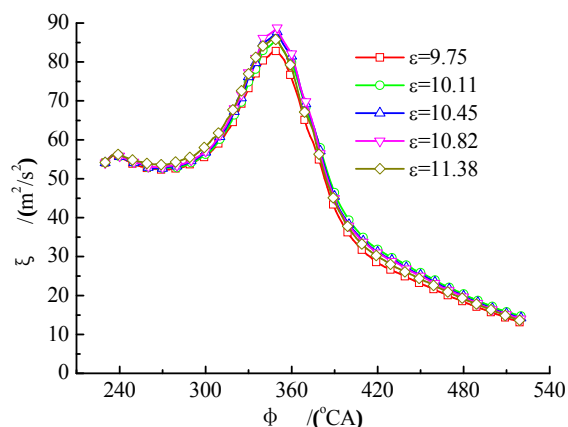


Figure15. Average turbulent kinetic energy curves under different compression ratio

图 15 不同压缩比缸内平均湍动能对比

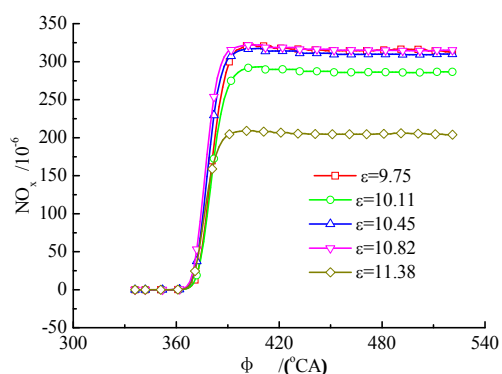


Figure16. NO_x curves under different compression ratio

图 16 不同压缩比缸内氮氧化物生成量对比

图 15 为不同压缩比缸内平均湍动能的对比情况。图中看出，压缩比对整个压缩燃烧过程的湍动能均有影响，但不同压缩比情况下，湍动能的变化规律相类似，不同的是，随着压缩比的增加，缸内平均湍动能有所增加，当压缩比为 10.82 时，缸内的平均湍动能最大，当压缩比为 11.38 时，缸内的平均湍动能略有下降，这主要是由于燃烧室容积减小的幅度增大，缸内的初始混合气量减少，即缸内的初始湍动能减小的缘故。

图 16 为不同压缩比缸内氮氧化物生成情况的对比图。图中可以看出，压缩比对缸内氮氧化物的影响没有一定的规律。当压缩比为 9.75、10.45 及 10.82 时，缸内的氮氧化物含量相近，当压缩比为 10.11 与 11.38 时，缸内的氮氧化物生成量明显减少。当压缩比增加时，应适当的调整点火正时与燃空当量比，这样可以有效的提高热效率，此研究中没有考虑到点火正时、燃空当量比与压缩比的综合作用，在试验中可做相应的验证。

4 结论

(1) 随着点火提前角的增加，缸内最高压力与最高温度增加，NO_x 排放量增加，微粒变化不大。点火时刻对缸内平均湍动能的影响很小，不同工况下发动机最大功率对应的点火提前角不同。

(2) 当量比为 1.0 时，缸内平均压力峰值与平均温度峰值均为最大，发动机有效功率也最大。燃空当量比为 0.9 时，氮氧化物的量最多。

(3) 随着压缩比的增加，缸内平均压力和平均压力的峰值均增加，压缩比对发动机有效功率的影响和对氮氧化物的影响没有一定规律。

References (参考文献)

- [1] Huang Zuohua, Zeng Ke, Yang Zhongle. Study on cycle-by-cycle variations of CNG DI combustion using a rapid compression machine[J]. Transactions of CSICE, 2003, 21(1): 1-8.
- [2] Luo Fuqian, Yuan Chengzhi, Zou Bowen. Simulation of working process of LNG direct-injection engine[J]. Journal of Jiangsu University(Natural Science Edition). 2009,15(5): 471~474.
罗福强, 袁承志, 邹博文等. 缸内直喷 LNG 发动机工作过程的数值模拟[J]. 《江苏大学学报(自然科学版)》[J].2009,15(5): 471~474.
- [3] Zuohua Huang, Yong Zhang, Ke Zeng, Bing Liu, Qian Wang, Deming Jiang. Measurements of laminar burning velocities for natural gas-hydrogen-air mixtures[J]. Combustion and Flame 2006; 146(1-2):302-11.
- [4] Chaumeix N, Pichon S, Lafosse F, Paillard CE. Role of chemical kinetics on the detonation properties of hydrogen/natural gas/air mixtures[J]. International Journal of Hydrogen Energy 2007; 32(13): 2216-26.