

# 天然气发动机燃烧过程的数值模拟

## The numerical simulation of gas engine combustion process

宫婷婷<sup>1</sup>, 胡玉平<sup>1</sup>, 徐菁菁<sup>1</sup>

(山东大学能源与动力工程学院, 山东 济南 250061)

**摘要:** 本文首先通过实验与模拟计算结果的对比, 来验证模型的可行性。然后用 Converge 软件对不同点火提前角以及不同混合气浓度的工况进行模拟计算研究。结果表明, 点火提前角及混合气浓度对天然气的燃烧有很大的影响。适当的增大点火提前角可以减少后燃, 火焰能够在主燃烧室里充分传播; 适当的减少混合气的浓度可以减少排放物的生成量, 但过稀的混合气会导致燃烧室里的火焰传播速度较慢, 部分燃料拖后燃烧。

**关键字:** Converge; 天然气; 点火提前角; 混合气浓度

**Abstract:** The feasibility of the model is proved through the comparison of experiment and simulation. This paper is focus on the study of different advanced ignition angles and different concentration of the mixture. The simulation calculation is conducted with Converge software. Based on the above study, it is found that both the advanced ignition angle and the concentration of the mixture have a great influence on the combustion process of gas engine. Increasing the ignition advance angle appropriately can reduce fuel lag burning. Diluted mixed gas can reduce the amount of emissions, but too much, it will make flame propagation in the main combustion chamber slower.

**Key words:** Converge; natural gas; advanced ignition angle; concentration of the mixture

面对日益严峻的环境污染与能源危机, 天然气以其资源丰富、价格低廉、排放污染物低等优点作为汽车替代燃料具有较大的优势, 因此, 天然气发动机的研发与研究受到越来越广泛的关注<sup>[1-4]</sup>。深入研究天然气发动机的燃烧过程与燃烧机理对于天然气发动机的设计具有指导意义, 对提升整体天然气燃烧理论具有重要理论意义。

试验研究和数值模拟是研究天然气发动机的两种有效手段, 而数值模拟研究时间短、成本低、改型简便且能够提供更多的燃烧微观信息, 故本文采用数值模拟的方法对天然气发动机的燃烧过程进行了深入研究分析。

### 1 模型的建立

本文所研究的机型为双进气道四气门气体机, 几何模型如图 1.1 所示, 主要参数如表 1.1 所示。

表 1.1 发动机模型基本参数

参数	量值
发动机类型	火花点火式
缸径/mm	260
冲程/mm	320
连杆长度/mm	630
计算转速/(r/min)	1000
标定功率/kw	3730

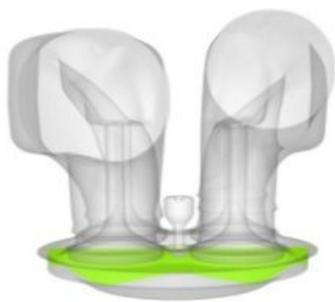


图 1.1 几何模型

### 1.1 网格的划分

首先,对几何模型进行面网格的划分;然后,将面网格导入到 Converge 软件中。由于在计算的过程中,CONVERGE 软件不仅可以要求自动生成体网格,而且可以根据运动部件的运动规律自动的生成动网格,所以我们只需划出几何模型的面网格,大大的节省了前处理的时间。网格模型如图 1.2 所示。

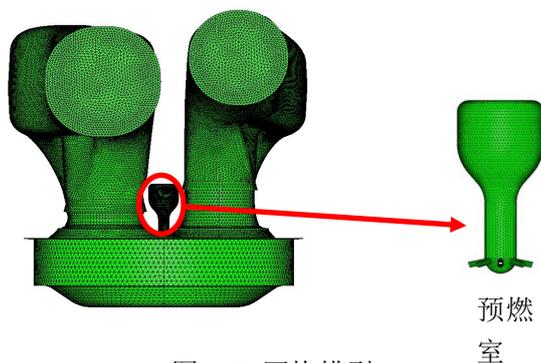


图 1.2 网格模型

### 1.2 初始条件及边界条件的设置

本文中的模拟计算了从  $324^{\circ}$  CA (进气门开启时刻) 到  $800^{\circ}$  CA (排气门开启时刻),  $720^{\circ}$  是压缩上止点。上止点前  $20^{\circ}$  CA 在预燃室点火,天然气从进气道喷入,在进气冲程中进入到燃烧室中,从预燃室里射出的高速火焰点燃主燃烧室里的混合气。在设置初始化条件中,要保证预燃室中混合气较浓,从而实现稳定燃烧。

计算模型中包括了活塞、气门移动壁面、缸壁及气道固定壁面,其中气门移动壁面的运动规律可以由气体机的基本参数计算所得,温度边界条件设定为第一类边界条件。计算中的主要计算边界条件如表 1.2 所示。

表 1.2 边界条件

边界	设定温度/K	边界类型
活塞顶面	525	移动壁面

缸壁	450	固定壁面
进气道	425	固定壁面
进气门	425	移动壁面
排气道	500	固定壁面
排气门	525	移动壁面
缸盖底面	450	固定壁面

### 1.3 相关模型的选取

模拟计算当中,不仅需要选择合适的初始条件、边界条件,湍流模型及燃烧模型等的选取对于能否准确描述缸内的流动、燃烧也起到至关重要的作用。

近期的研究表明,经过压缩修正的 RNG  $k-\epsilon$  模型对缸内流动的模拟比  $k-\epsilon$  更接近于实际,所以本次对缸内流动的模拟采用 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型。

通常对于柴油机的燃烧,采用的是 shell+CTC 模型。shell 模型是通过 5 种通用化学组分和 8 个通用化学反应来描述烃燃料的着火过程,CTC 燃烧模型是特征时间混合模型,通过化学动力学时间尺度与湍流时间尺度之比,来决定燃烧反应率由湍流主导还是由化学动力学因素主导。由于以上两种模型都认为燃烧反应是单步或无限快的,没有考虑燃料的详细化学动力学特征,因此不能准确预测反应速率的时空分布,故本文选用的是 SAGE 模型。

$\text{NO}_x$  生成模型采用 Zeldovich 模型,碳烟模型采用 Hiroyasu-NSC 模型。

## 2 模型可行性的验证

示功图是检验模型正确性的途径之一。将试验结果及计算结果对比(如图 2.1)可见:计算与实验在燃烧期压力的平均误差不大于 4%,试验最大压力为 18.38MPa,出现在  $11^\circ$  CA ATDC,计算的最大压力为 19.21,出现在  $13^\circ$  CA ATDC。计算与实验结果吻合良好,验证了模型选取的合理性。

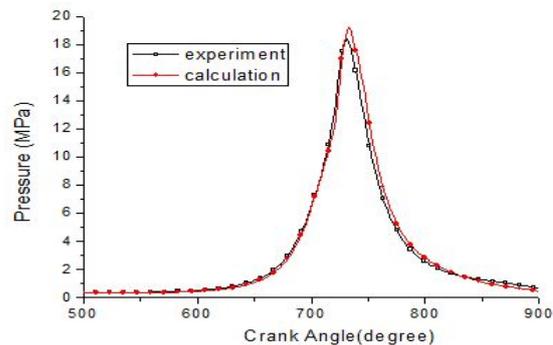


图 2.1 缸压曲线对比

## 3 天然气发动机燃烧过程模拟计算的结果分析

### 3.1 不同点火提前角对燃烧过程的影响

查阅资料发现，天然气着火温度较高，火焰发展期较长。同一空燃比下，天然气的层流火焰传播速度比汽油混合气的低 12%左右，因此天然气发动机火焰发展期与总燃烧期较长，燃烧峰值偏离上止点，缸内压力温度上升缓慢，致使指示热效率降低。因此，天然气发动机需适当加大点火提前角，避免燃烧拖后，使燃烧峰值接近上止点。本节针对三种不同的点火提前角进行了模拟计算，对比了三种不同点火提前角下天然气的燃烧情况。设计的三种点火提前角分别为上止点前 25° CA、20° CA 及 15° CA,以下分别用 695CA、700CA 及 705CA 分

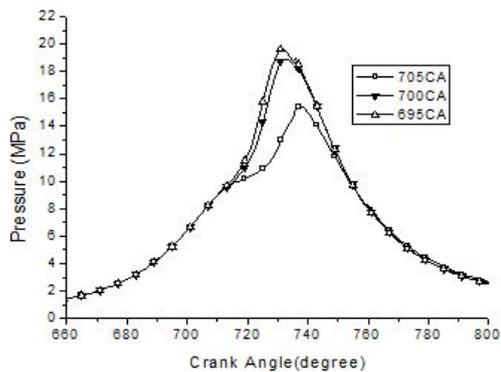


图 3.1 缸内压力比

别表示三种工况。

图 3.1--图 3.5 为不同点火提前角对天然气燃烧过程的影响。从图 3.1、3.2 可以看出，705CA 在 737° CA 有压力峰值 15.4MPa，700CA 在 732° CA 有压力峰值 18.9MPa,695CA 在

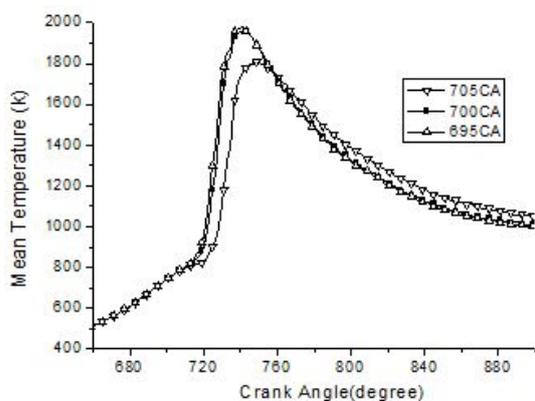


图 3.2 缸内温度比较

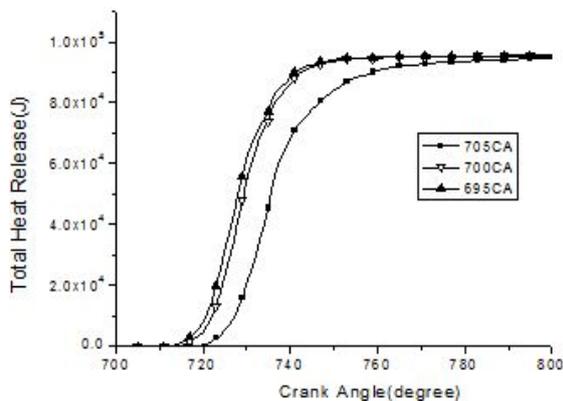


图 3.3 缸内累积放热率比

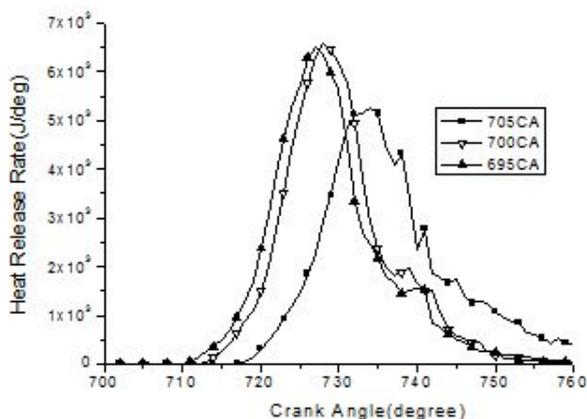


图 3.4 缸内瞬时放热率比较

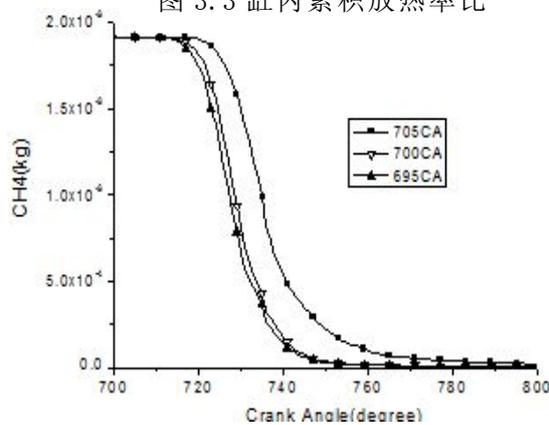


图 3.5 缸内 ch4 质量变化比较

731° CA 有压力峰值 19.6MPa,缸内平均温度 695CA 最高,700CA 次之,705CA 最小。从图 3.3、3.4 可以看出,三者总放热率相差不多,705CA 开始燃烧较迟,放热也较迟,695CA、700CA 在 730° CA 附近有放热峰值,705CA 在 737° CA 附近有放热峰值。从图 3.5 中可以看出,695CA 消耗燃料速率最快,700CA 次之,705CA 最慢。综上,695CA 由于点火提前角较大,缸内压力温度均较高,燃料燃烧速率也较快,且缸内压力峰值出现在上止点后 11°,能够保证发动机工作柔和,动力性能好,所以适当增大点火提前角能够减少后燃,火焰能够在主燃烧室里充分传播,705CA 由于点火提前角较小,燃料拖后燃烧,缸内压力峰值出现在上止点后 17°。

### 3.2 不同混合气浓度对燃烧过程的影响

文献<sup>[5]</sup>经过大量试验和计算分析,认为火焰传播速度对火焰温度最为敏感,而对缸内压力敏感性较低。对于相同的压缩比和点火定时,火焰温度主要随空燃比变化,即在相同压缩比和点火提前角的情况下,影响火焰传播速度的最主要因素为混合气的过量空气系数。

为此针对三种不同浓度的混合气进行数值模拟分析,即过量空气系数分别为 1.5、1.6 及 1.7,其它参数不做变化。为方便表述,这三种不同过量空气系数的工况分别表示为 A1.5、B1.6 及 C1.7。

图 3.6--图 3.9 为不同混合气浓度对燃烧过程的影响。从图 3.6、3.7 可以看出,A1.5 在 730° CA 达到压力峰值 22.9MPa,B1.6 在 732° CA 达到压力峰值 18.9MPa,C1.7 在 736° CA 达到压力峰值 16.7MPa,缸内平均温度 A1.5 最大,B1.6 次之,C1.7 最小。从图 3.8 可以看出,A1.5—C1.7 放热峰值依次降低,放热峰值时刻依次为 725° CA、728° CA 及 736° CA。从图 3.9 中可以看出,A1.5 消耗燃料最快,B1.6 次之,C1.7 消耗最慢。综上,A1.5 由于较浓的混合气,由于火焰传播到主燃烧室中,燃料能够迅速燃烧,造成缸内温度压力均较大,混合气过浓,燃料燃烧迅速,缸内压力急剧增大,混合气过稀,会导致主燃烧室里火焰传播速度较慢,部分燃料拖后燃烧。

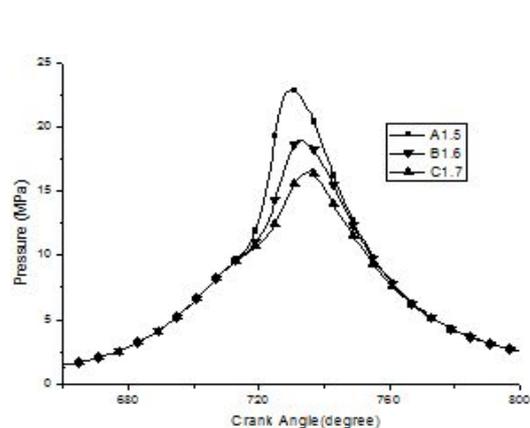


图 3.6 缸内压力比

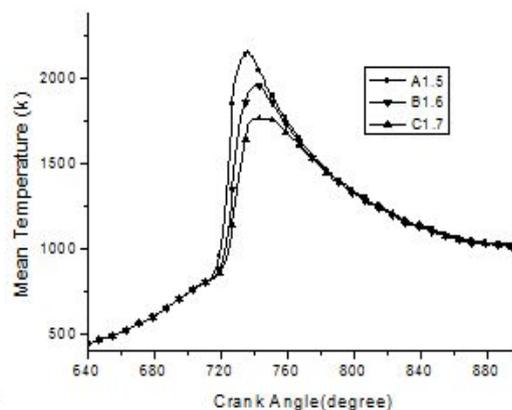


图 3.7 缸内温度比较

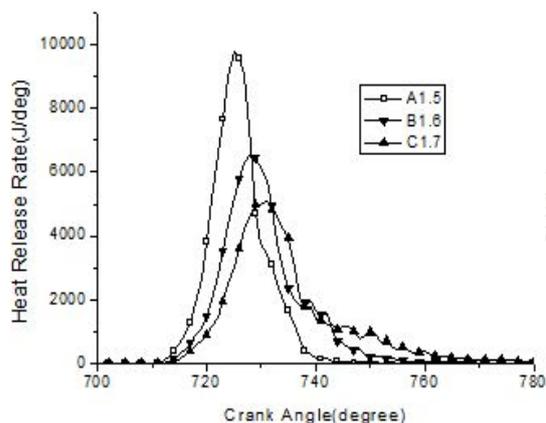


图 3.8 缸内瞬时放热率比较

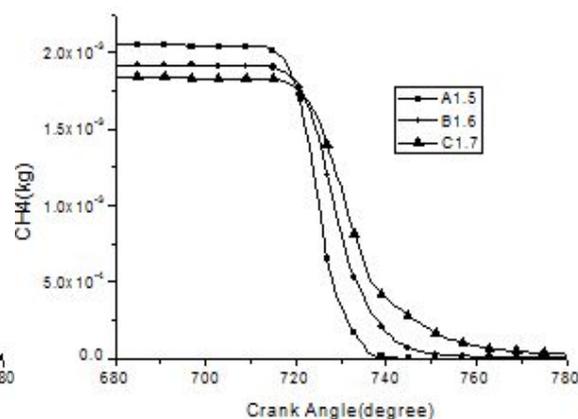


图 3.9 缸内 ch4 质量变化比较

## 4 结论

- (1) 适当增加点火提前角可以减少后燃，火焰可以在主燃烧室里充分的传播。
- (2) 混合气浓度较稀时能够减少排放物的生成量，但是混合气过稀时会导致主燃烧室里的火焰传播速度较慢，部分燃料拖后燃烧。

## 参考文献

- [1] M. Van der Steen. Gaseous Fuels: Past Experiences and Future Expectations. TNO-paper VM9608, 1996
- [2] Sumit Bhargava, et al. Exhaust Gas Recirculation in a Lean-Burn Natural Gas Engine, SAE981395, 1998
- [3] Andrea Unich, Reda. MBata, Donald W: Lyons, Natural Gas: A Promising Fuel for the I. C. Engine, SAE930929, 1993
- [4] ECorbo, M. Gambino, S. Lannaccone, et al. Comparison Between Lean-Burn and stoichiometric Technologies for CNG Heavy-Duty Engines, SAE Paper 950057, 1995
- [5] 解茂昭. 内燃机计算燃烧学. 大连: 大连理工大学出版社. 200509. 283. 306