

# CNG 发动机燃烧室形状对气流运动和燃烧特性的影响\*

江冰<sup>1</sup> 武昭晖<sup>1</sup> 何云堂<sup>2</sup>

(1. 太原大学机电工程系, 太原 030032; 2. 中国汽车技术研究中心, 天津 300162)

**摘要:** 为提高天然气发动机的燃烧品质, 基于 6105 型涡轮增压 CNG 发动机, 通过建模分析法, 对发动机不同燃烧室形状对缸内气流运动和燃烧特性的影响进行了三维数值模拟研究。研究表明, 燃烧室形状对挤流的形成和燃烧过程有着重要影响。缩口型燃烧室具有较大的挤流强度和较长的涡流持续期, 火焰传播速度快, 燃烧性能好, 但其火花塞附近的热负荷较大,  $\text{NO}_x$  的含量高。敞口型燃烧室挤流强度较弱, 火焰传播速度较慢, 燃烧性能最差。直口型燃烧室则介于两者之间, 既能保证较快的火焰传播速度和较好的燃烧性能, 又降低了其火花塞附近的热负荷和  $\text{NO}_x$  的排放量, 是较适合天然气发动机采用的燃烧室。

**关键词:** 天然气发动机 燃烧室 气流运动 燃烧

**中图分类号:** TK46<sup>+</sup>4; TK413.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)01-0338-07

## Effect of Combustion Chamber's Shape of CNG Engine on Air Flow and Combustion Characteristic

Jiang Bing<sup>1</sup> Wu Zhaohui<sup>1</sup> He Yuntang<sup>2</sup>

(1. Department of Mechanism and Electricity, Taiyuan University, Taiyuan 030032, China

2. China Automotive Technology and Research Center, Tianjin 300162, China)

**Abstract:** In order to improve character of combustion of CNG engine, basing on type 6105 turbine charge CNG engine, the air flow in the cylinder and its combustion characteristic affected by different combustion chamber's shape were simulated numerically. The result shows that the shape of combustion chamber plays an important role in the squish formation and combustion process. The contracted cave type combustion shape (chamber C) had much stronger squish and longer term period lasting compared with the others. The flame propagation velocity could be increased and the best combustion performance could be got. But the thermal load near igniter plug and the mass fraction of  $\text{NO}_x$  produced during combustion in chamber C was higher. On the contrary, open cave type combustion (chamber B) had much weaker squish and slower flame propagation velocity. The worst combustion performance would be got. The situation of air flow in the cylinder and its combustion performance of vertical cave type combustion shape (chamber A) was between chamber C's and chamber B's. The suitable flame propagation velocity and good combustion performance could be got. And the thermal load near igniter plug and the mass fraction of  $\text{NO}_x$  produced during combustion could be reduced. It was a suitable combustion chamber for CNG engine.

**Key words:** CNG engine Combustion chamber Air flow Combustion

### 引言

作为石油燃料的替代能源, 天然气具有价格便

宜、资源丰富、排放污染低等明显的优点。近些年来, 天然气发动机的研究与应用已日益受到研究者的重视, 研究的问题包括天然气缸内直喷技术<sup>[1-7]</sup>、

不同点火时刻<sup>[8]</sup>和气道形状<sup>[9]</sup>对燃烧特性和对循环变动<sup>[8,10]</sup>的影响, 燃用天然气时发动机的排放特性<sup>[2,4-5,11-14]</sup>、天然气掺氢燃烧<sup>[5,15-17]</sup>以及可变气门<sup>[18]</sup>和多气门<sup>[19]</sup>流场模拟等方面。

燃烧室形状对内燃机的燃烧过程有着重要的影响, 不同形状的燃烧室具有不同强度的气流运动和火焰传播速度, 从而影响发动机的动力性、经济性和排放性。对燃烧速度相对较慢的天然气而言, 燃烧室的设计变得尤为重要<sup>[20]</sup>, 如何加强缸内的局部湍流, 加快火焰的传播, 提高燃烧速度, 是 CNG 发动机燃烧室设计需要考虑的问题之一。

目前, 国内天然气发动机主要是在原柴油机的基础上改装的, 而专门针对燃烧天然气燃料而进行的发动机设计开发尚少, 为此本文以某 6105 型涡轮增压 CNG (Compressed natural gas) 发动机为对象, 就燃烧室形状对缸内气流运动和燃烧特性的影响进行三维数值模拟研究, 通过模拟预测, 为天然气发动机燃烧室优化设计提供依据。

## 1 数学模型和计算方法

### 1.1 数学模型

发动机在整个工作循环中, 其缸内气体充量始终在进行着极其复杂而又强烈瞬变的湍流运动。常用的湍流模型有亚网格尺度模型、单方程模型、标准  $k-\varepsilon$  模型、RNG  $k-\varepsilon$  模型、Chen  $k-\varepsilon$  模型和雷诺应力模型等。对于不同湍流模型的计算研究表明, 标准  $k-\varepsilon$  模型是针对高雷诺数的湍流模型, 它比亚网格尺度模型和单方程模型有很大改进, 在科学研究及工程实际应用中得到了最广泛的检验和成功应用, 经过不断的修正和改进, 现已成为比较完善的模拟发动机多维流动现象的模型<sup>[21]</sup>。基于此, 本文采用标准高雷诺数  $k-\varepsilon$  模型模拟天然气发动机气缸内的湍流运动。

对于燃烧模型, 由于本文模拟计算的对象为预混点燃式 CNG 发动机, 其燃烧机理类似于汽油机, 因此选用 CFM (Coherent flame model) 模型, 即火焰面密度模型。模型中火焰被假设为把反应物与生成物分开的无限薄的表面, 而且不同的力 (如湍流) 可以扰动火焰传播的表面。燃烧过程变成了求解输运

方程在火焰表面的传播过程。其燃烧速率由火焰面积、层流火焰速率和未燃气体密度决定。

### 1.2 计算方法

采用的 CFD 软件 FIRE 基于有限体积法, 将计算区域划分成若干不重复的网格, 用解压力耦合方程的半隐式法 SIMPLE (Semi-implicit method for pressure-linked equations) 进行解算, 并加入大量物理化学模型对气流运动、燃烧和排放进行描述。其计算原理如下: 先假定一压力场  $P^*$ , 代入动量方程中求得速度场  $U^*$ 、 $V^*$ 、 $W^*$ 。如果该速度场满足连续方程, 则流场求解完毕; 如果所得速度场不满足连续方程, 则表明所假定的压力场  $P^*$  不正确, 需要重新假定一个压力场  $P^*$ , 直到由该压力场得到的速度场满足连续方程为止。得到收敛的速度场以后, 求解剩下的其他需求解的变量。

## 2 几何模型的建立

### 2.1 计算方案

本文研究的预混点燃式 CNG 发动机主要参数如表 1 所示。

表 1 发动机主要参数

Tab. 1 Main parameters of engine

| 参数      | 数值   | 参数                            | 数值    |
|---------|------|-------------------------------|-------|
| 缸数      | 6    | 额定功率/kW                       | 132   |
| 压缩比     | 11.5 | 额定转速/(r·min <sup>-1</sup> )   | 2 800 |
| 活塞行程/mm | 120  | 最大扭矩/(N·m)                    | 540   |
| 发动机排量/L | 6.32 | 最大扭矩转速/(r·min <sup>-1</sup> ) | 1 600 |
| 气缸直径/mm | 105  | 最高限速/(r·min <sup>-1</sup> )   | 3 200 |

为了比较不同燃烧室形状对缸内气体流动和天然气燃烧特性的影响, 本文设计了相同压缩比下的直口型燃烧室、敞口型燃烧室和缩口型燃烧室 3 种燃烧室形状, 分别为 A、B、C 型, 如图 1 所示。原机的燃烧室为  $\omega$  型, 其不太适合于天然气的燃烧, 所以本文做了上述燃烧室的设计改进。其他改进还包括把缸盖原喷油嘴座孔改为火花塞孔, 将原来的螺旋进气道改为纵向直进气道, 并在进气道安装 CNG 电控喷气阀。气门和火花塞布置位置如图 2 所示。

3 种燃烧室的容积相同, 余隙均为 1.5 mm, 燃烧室主要参数如表 2 所示。

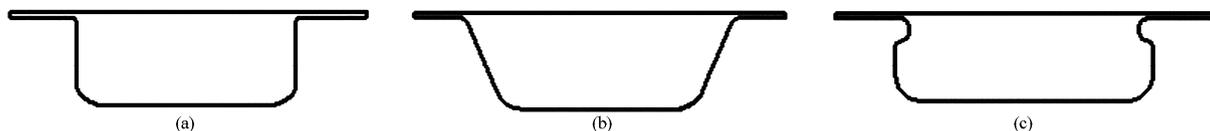


图 1 燃烧室形状型线

Fig. 1 Molded lines of combustion chamber

(a) A 型 (b) B 型 (c) C 型

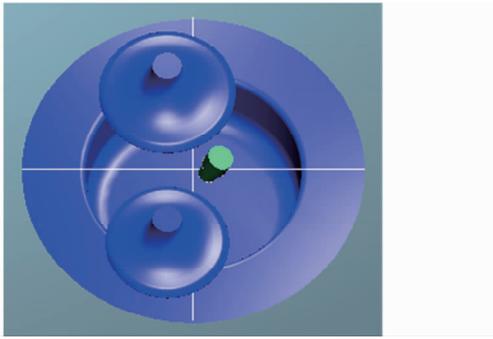


图2 气门和火花塞的位置示意图

Fig. 2 Schematic of intake port position, exhaust port position and spark position

表2 3种燃烧室的主要参数

Tab. 2 Main parameters of combustion chambers

| 燃烧室型号 | 直径/mm            | 深度/mm | 燃烧室壁面与垂直方向夹角/(°) |
|-------|------------------|-------|------------------|
| A     | 66               | 25.8  | 0                |
| B     | 64(底部)           | 25.9  | 23               |
| C     | 64(缩口)<br>72(底部) | 23    | 0                |

## 2.2 网格生成

首先定义活塞在进气行程下止点为  $180^\circ\text{CA}$ , 压缩行程上止点为  $360^\circ\text{CA}$  (TDC), 燃烧膨胀行程下止点为  $540^\circ\text{CA}$ 。由于本文计算从进气门关闭开始到排气门打开时结束, 因此只需建立  $180^\circ \sim 540^\circ\text{CA}$  的动网格即可。

由于内燃机气缸容积具有回旋特性, 因此可以先生成轴向半剖面的二维网格, 然后对流动敏感的区域进行网格局部加密细化, 最后将二维网格绕气缸轴线旋转生成三维体积网格。这样生成的体积网格质量能得到保证, 避免产生负体积网格和扭曲网格影响模拟计算的精确性和准确性; 同时也能很好地控制网格数量, 节省计算时间。最后利用 Fame Motion 工具生成  $180^\circ \sim 540^\circ\text{CA}$  的移动网格, 其间包含了10次手动重分区。3种燃烧室网格划分结果如图3所示。

## 2.3 模型的验证

为验证模型的正确性, 在原机参数下, 在转速为  $2800\text{ r/min}$ 、点火提前角为  $25^\circ\text{CA BTDC}$ 、进

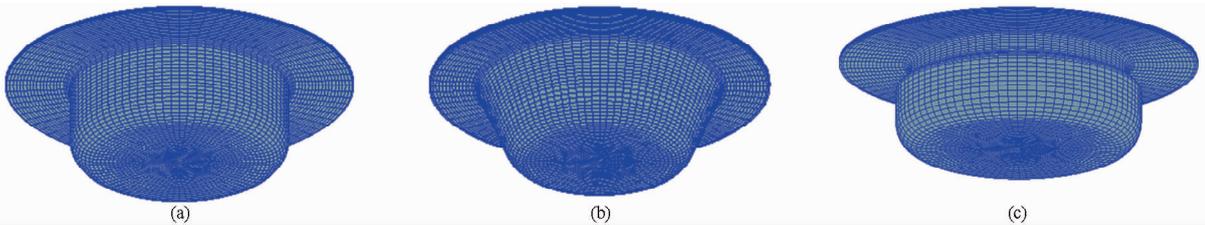


图3 燃烧室形状的网格划分

Fig. 3 Mesh of combustion chambers

(a) A型 (b) B型 (c) C型

气温度为  $60^\circ\text{C}$ 、进气压力为  $0.22\text{ MPa}$ 、过量空气系数为  $1.2$  的工况下进行燃烧天然气时的燃烧过程数值模拟, 并与试验结果进行了对比, 结果如图4所示。

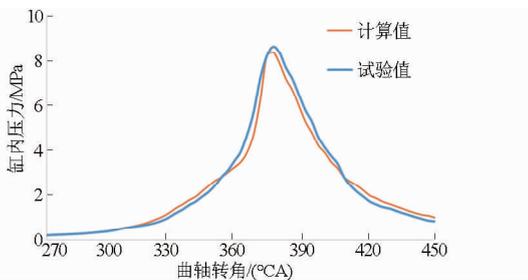


图4 模型的验证结果

Fig. 4 Result of model verification

从图4可以看出, 在该工况下的燃烧模拟计算结果与试验数据基本吻合, 误差在允许的范围内, 说明所选用的计算模型和计算方法适合天然气发动机燃烧模拟研究, 以其作为基础进行的性能模拟计算是可靠的。

## 3 计算结果及分析

### 3.1 计算参数设定

为了使研究结果具有可比性, 对3种燃烧室形状的模拟计算均在相同的运转工况和计算参数下进行, 表3所示为模拟计算中设定的CNG发动机工况参数和结构参数。

表3 模拟计算参数

Tab. 3 Parameters of numerical simulation

| 参数                                      | 数值                   | 参数          | 数值   |
|-----------------------------------------|----------------------|-------------|------|
| 进气门关闭角/(°CA)                            | 213                  | 点火提前角/(°CA) | 25   |
| 排气门打开角/(°CA)                            | 459                  | 气缸盖温度/K     | 450  |
| 计算转速/( $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ ) | 2800                 | 气缸壁温度/K     | 420  |
| 涡流比                                     | 1                    | 活塞表面温度/K    | 470  |
| 空燃比                                     | 21                   | 进气终了温度/K    | 320  |
| 燃料                                      | CNG( $\text{CH}_4$ ) | 进气终了压力/MPa  | 0.12 |

始湍流动能可按公式  $k_0 = 0.2v_p^2$  ( $v_p$  为活塞平均速度) 计算<sup>[22]</sup>。由于天然气的主要成分为  $\text{CH}_4$ , 模

拟计算中将燃料简化为单一的  $\text{CH}_4$  与空气混合燃烧,且不考虑废气再循环<sup>[23]</sup>(无 EGR)。计算过程中假设气缸盖、活塞以及气缸壁是绝热的。

### 3.2 燃烧室形状对缸内气流运动的影响

由于发动机在压缩行程中后期,活塞顶面以上的气体逐渐被压入燃烧室内,会产生径向朝内或横向的气体运动,从而形成挤流。在上止点附近,进气过程产生的初始湍流的影响越来越小,此时燃烧室内的湍流特性基本是由燃烧室几何形状所决定。不同燃烧室形状对发动机缸内平均湍能的影响如图 5 所示。

从图 5 可以看出,3 种燃烧室的平均湍能具有相同的变化趋势。但是 C 型燃烧室的平均湍能变化幅度较大,并具有较高的峰值。A 型燃烧室次之,B 型燃烧室内平均湍能的变化最小。图 5 从宏观上反

映了各燃烧室内湍流的发展和变化情况,下面通过不同时刻燃烧室内的速度场和湍能分布来加以说明。

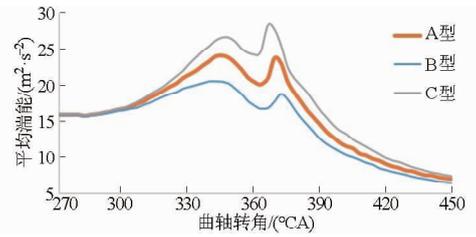


图 5 不同燃烧室形状缸内平均湍能变化曲线  
Fig. 5 Profiles of mean turbulence kinetic energy in cylinder of different combustion chambers

图 6 和图 7 分别为在点火时刻 ( $25^\circ\text{CA BTDC}$ ) 和上止点 (TDC) 时不同燃烧室形状室内的速度场和湍能分布结果。

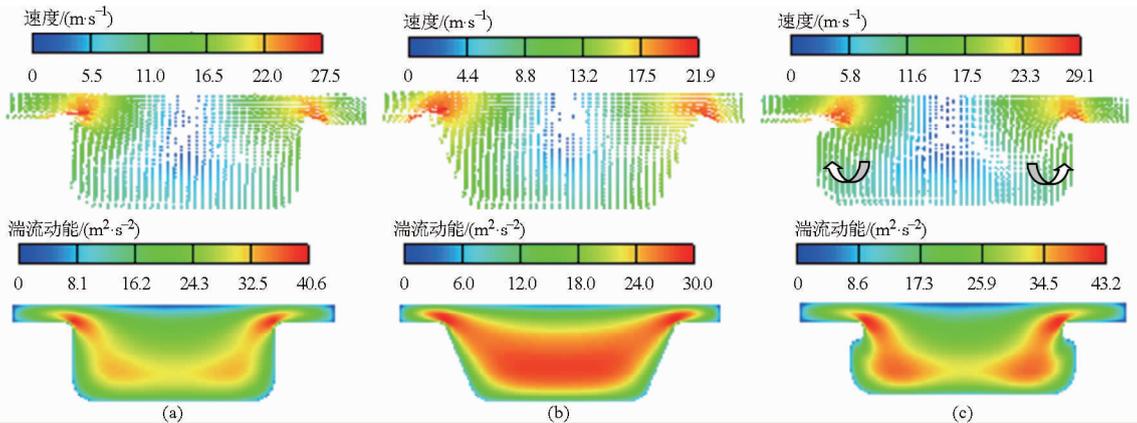


图 6 点火时刻的速度场和湍能分布图 ( $25^\circ\text{CA BTDC}$ )

Fig. 6 Distribution of velocity and turbulence kinetic energy at  $25^\circ\text{CA BTDC}$

(a) A 型 (b) B 型 (c) C 型

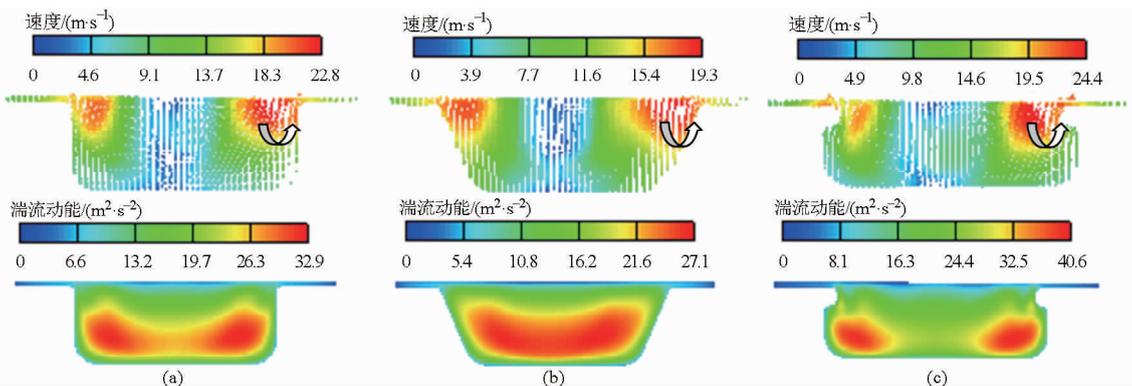


图 7 上止点时的速度场和湍能分布图 (TDC)

Fig. 7 Distribution of velocity and turbulence kinetic energy at TDC

(a) A 型 (b) B 型 (c) C 型

从图 6 中可以看出, A 型和 C 型的湍能分布较相似。其中,由于 C 型燃烧室的缩口形状造成较强的扰动,使缩口处流体的流速提高,高速的气流冲入燃烧室底部,形成强烈的挤流。此时,进气产生的涡流虽然有所减弱,但仍然有较高的旋转速度,而且离

气缸中心线越远,其速度越大。燃烧室内的流场在旋转的同时还叠加上了向心的运动,使得燃烧室内的气体流动十分复杂,在挤流冲击到的位置湍能较大。

A 型燃烧室虽是直口,但挤流面积与 C 型燃烧

室相差不多,产生的挤流也能冲击到燃烧室底部。尽管其切面显示的速度和湍能小于C型燃烧室,但差距并不是很大。

由于B型燃烧室是敞口形状,挤流强度较弱,冲击距离较短,对燃烧室内的气流扰动小,因此湍能较低。

对比3种不同燃烧室形状室内的湍能分布可以发现,在点火时刻,A和C型燃烧室高端能区域远离火花塞,有利于燃烧初期形成稳定的火核。而B型燃烧室湍能分布较平均,且高端能区域靠近火花塞,不利于稳定火核的形成,也不利于湍能的持续和发展。

在点火时刻(图6)C型燃烧室由于强烈的挤流在燃烧室底部边缘引发了两个回流(图6中箭头处),产生涡团,其轴线与气缸中心线垂直。A和B型燃烧室则没有类似的效果。

从图7可以看出,在上止点时3种不同燃烧室在挤流入口处均有明显的涡团出现(图7中箭头

处),且都是单涡团。这说明A和B型燃烧室内涡团产生较晚,而且随着活塞向上止点接近,涡团均沿燃烧室壁面向上移动。由于燃烧初期的火焰沿着涡流的方向传播,并由气缸中心线不断向外推进,C型燃烧室中靠近火焰前锋的左侧涡团被提前耗散掉,远离火焰前锋的右侧涡团继续存在。而A、B型燃烧室由于涡团产生较晚,只有在远离火焰前锋的一端有单涡团出现。涡团的存在使得燃烧室内局部湍流得到加强,有利于加快火焰传播速度。因此,上止点处的流体速度和湍能虽然有所降低,但C型燃烧室依然最高,其高端能区域集中分布在底部凹槽附近。A型燃烧室内的流速和湍能降低幅度最大,但仍比B型燃烧室高。

### 3.3 燃烧室形状对缸内燃烧特性的影响

图8所示为在发动机做功行程中在上止点后 $10^{\circ}\text{CA}$  ATDC时刻时不同燃烧室室内速度场和温度场的分布结果。

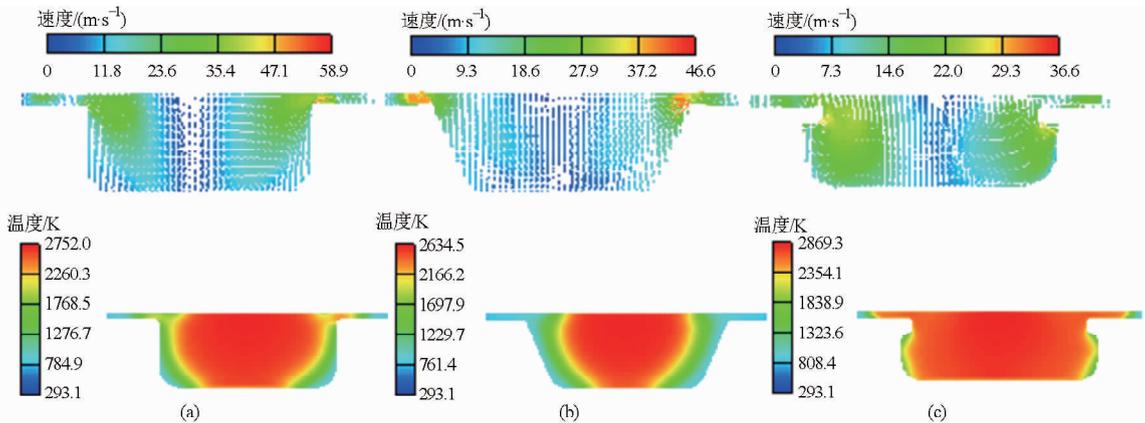


图8  $10^{\circ}\text{CA}$  ATDC时的速度场和温度场分布图

Fig. 8 Distribution of velocity and temperature at  $10^{\circ}\text{CA}$  ATDC

(a) A型 (b) B型 (c) C型

从图8中的速度场可以看出,活塞经过上止点后开始向下运动,燃烧室内的气体向外流动产生逆挤流,使得挤流产生的涡团逐渐消失。模拟结果显示,不同燃烧室室内的涡团均在 $3^{\circ}\text{CA}$  ATDC左右消失。其中,C型燃烧室内的涡团从产生到消亡持续了较长时间,这对提高湍能和加快火焰传播速度都大有益处。

从图8中温度场的分布可知,由于C型燃烧室具有较快的火焰传播速度,使得缸内燃烧速度加快,在 $10^{\circ}\text{CA}$  ATDC时高温火焰已基本传遍整个气缸容积。而A和B型燃烧室的火焰传播速度相对较慢,在 $10^{\circ}\text{CA}$  ATDC时仍处于燃烧向周围扩散的阶段。虽然由于燃烧涡流的作用使A和B型燃烧室在出口处产生局部较大的气流速度,但是燃烧室内部的流体速度仍处于较低的水平。

图9所示为不同燃烧室形状对放热率的影响曲

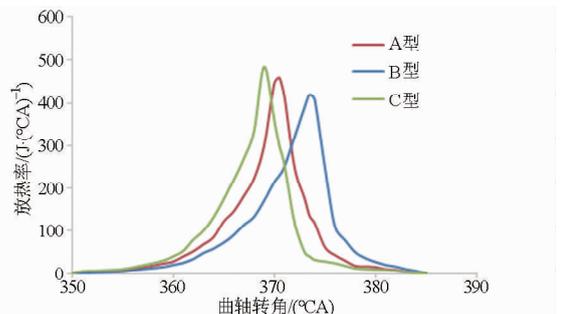


图9 不同燃烧室内的放热率曲线

Fig. 9 Curves of rate of heat release in different chambers

线。从图9可以看到,C型燃烧室的放热率在上止点过后升高较快,且峰值最大;A型燃烧室的放热率与C型燃烧室相差不多;B型燃烧室由于火焰传播速度慢,相应的燃烧速度也较慢,导致放热率增长缓慢,燃烧持续时间长,在 $15^{\circ}\text{CA}$  ATDC时才达到峰值,且峰值较小。

图 10 和图 11 所示分别为不同燃烧室形状对缸内温度和压力影响的结果。

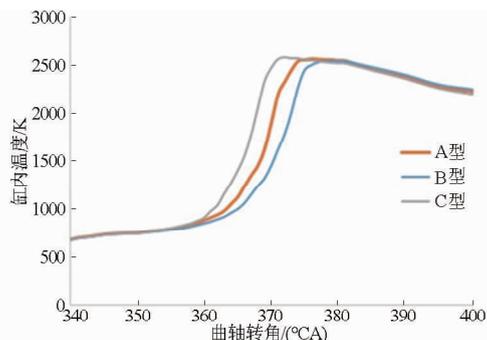


图 10 缸内温度变化曲线

Fig. 10 Curves of temperature in cylinder

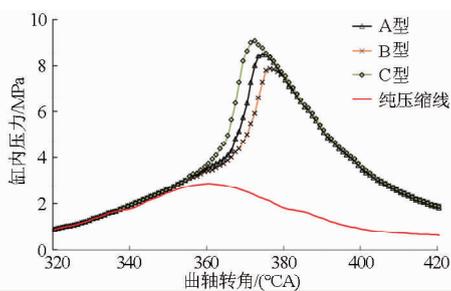


图 11 缸内压力变化曲线

Fig. 11 Curves of pressure in cylinder

从图 10 和图 11 中可以看出,在燃烧初期和燃烧后期 3 种燃烧室的缸内压力和温度曲线基本一致。但是在主燃期,C 型燃烧室由于气流运动剧烈,加速了燃烧的速度,所以压力和温度上升较快。而 B 型燃烧室缸内气流扰动较小,火焰传播速度慢,压力和温度升高较慢,动力性较差。A 型燃烧室介于两者之间。

从图 8 中的温度场分布可以看出,10°CA ATDC 时 3 种燃烧室内的局部温度都很高。根据对计算结果的统计,C 型燃烧室内的最高气体温度出现在 371°CA 下的火花塞附近,达到 2 900 K。而 A 型和 B 型火花塞附近的最高气体温度也分别达到 2 800 K 和 2 750 K 左右。因此,C 型燃烧室火花塞附近热负荷较严重,A 型燃烧室次之,B 型燃烧室较轻。但是,与同基础机型的柴油机相比,3 种燃烧室内的局

部最高气体温度仍比柴油机高得多。

在燃烧阶段,NO<sub>x</sub> 的生成与缸内气体温度的高低有密切的关系。从计算结果可以看出,由于 C 型燃烧室的平均温度和局部温度均较高,NO<sub>x</sub> 的生成量较大,A 型燃烧室紧随其后。相反,B 型燃烧室则较小。对于 CNG 发动机来说,碳烟的形成量很小,燃烧结束后其平均质量比仅为 10<sup>-8</sup>,甚至更小。因此,碳烟生成和排放的研究没有实际意义。

在膨胀行程后期,当排气门开启以后,缸内的废气将被排出,但是,对于 C 型燃烧室来说,由于受到燃烧室口部环形凸台的阻挡,其内部废气特别是垂直壁面附近的废气不易排出。其难易程度主要看缩口率的大小。而直口和敞口型燃烧室内的废气则较容易排出。

## 4 结论

(1) 在点火时刻,直口型燃烧室和缩口型燃烧室的湍能分布相似且较合理,有利于形成稳定的火核。

(2) 缩口型燃烧室内涡团产生较早且为双涡团,其中靠近火焰前锋的涡团提前被耗散掉;而直口型燃烧室、敞口型燃烧室内涡团产生较晚且仅为单涡团。3 种燃烧室的涡团均在 3°CA ATDC 左右消失。

(3) 燃烧室形状对缸内天然气的燃烧影响明显。缩口型燃烧室涡团持续期长,局部湍流得到加强,火焰传播速度加快,缸内压力和温度升高快,燃烧完善。而敞口型燃烧室内涡团持续时间短,湍能较低,火焰传播速度慢,燃烧持续时间长,缸内压力和温度上升慢,动力性较差。

(4) 3 种燃烧室火花塞附近的热负荷都很大,缩口型燃烧室火花塞附近热负荷更为严重,且由于局部温度过高且持续时间长,不利于 NO<sub>x</sub> 排放的降低。

(5) 天然气发动机较适合采用直口型燃烧室,它既能保证较快的火焰传播速度和较好的燃烧性能,又降低了其火花塞附近的热负荷和 NO<sub>x</sub> 的排放量。

## 参 考 文 献

- 1 Kalam M A, Masjuki H H. An experimental investigation of high performance natural gas engine with direct injection[J]. Energy, 2011, 36(5):3563-3571.
- 2 Shiga S, Ozone S, Machacon H T C, et al. A study of the combustion and emission characteristics of compressed-natural-gas direct-injection stratified combustion using a rapid-compression-machine[J]. Combustion and Flame, 2002, 129(1-2):7-10.
- 3 林学东,黄丫,袁方恩. 缸内直喷 CNG 发动机喷射方式对火焰传播特性及性能的影响[J]. 内燃机学报,2012,30(5):440-445.  
Lin Xuedong, Huang Ya, Yuan Fang'en. Effect of injection mode on flame propagation process and performance in GDI CNG engine[J]. Transactions of CSICE, 2012,30(5):440-445. (in Chinese)
- 4 刘亦夫,刘兵,刘亮,等. 天然气缸内直喷发动机在不同喷射和点火时刻下的排放与燃烧特性[J]. 西安交通大学学报,2011,45(5):12-16.

- Liu Yifu, Liu Bing, Liu Liang, et al. Particulate emission and combustion characteristics of a direct injection natural gas engine under various injection and ignition timings[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(5): 12-16. (in Chinese)
- 5 刘亦夫, 刘兵, 曾科, 等. 缸内直喷天然气/氢气混合燃料配合废气再循环的性能与排放[J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(7): 4-8.
- Liu Yifu, Liu Bing, Zeng Ke, et al. Performance and emission characteristics of a direct-injection spark ignition hydrogen enriched natural gas engine diluted with EGR[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(7): 4-8. (in Chinese)
- 6 胡春明, 侯圣智, 赵文锋, 等. 低压缸内直喷 CNG 发动机燃烧特性的影响因素[J]. 燃烧科学与技术, 2010(5): 446-451.
- Hu Chunming, Hou Shengzhi, Zhao Wenfeng, et al. Influence factors of combustion characteristics of a low pressure direct injection CNG engine[J]. Journal of Combustion Science and Technology, 2010(5): 446-451. (in Chinese)
- 7 胡春明, 赵文锋, 刘娜, 等. 点火能量对 CNG 低压直喷发动机燃烧特性的影响[J]. 拖拉机与农用运输车, 2010, 37(3): 46-49.
- Hu Chunming, Zhao Wenfeng, Liu Na, et al. Effects of ignition energy on combustion characteristics of low pressure CNG engine[J]. Tractor & Farm Transporter, 2010, 37(3): 46-49. (in Chinese)
- 8 韩雪娇, 姚宝峰, 张红光, 等. 不同点火时刻取值方式对 CNG 发动机燃烧循环变动特性的影响[J]. 内燃机学报, 2012, 30(5): 446-450.
- Han Xuejiao, Yao Baofeng, Zhang Hongguang, et al. Influence of different ignition timing on cyclic variations in a CNG engine[J]. Transactions of CSICE, 2012, 30(5): 446-450. (in Chinese)
- 9 焦运景, 司鹏鹏, 杨志勇, 等. 气道形状对天然气发动机缸内气体流动与燃烧过程影响的研究[J]. 内燃机工程, 2013, 34(3): 26-31.
- Jiao Yunjing, Si Pengkun, Yang Zhiyong, et al. Effect of intake port geometry on in-cylinder flow field and combustion in natural gas engine[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2013, 34(3): 26-31. (in Chinese)
- 10 孙璐, 刘亦夫, 周磊, 等. 排气再循环下柴油引燃天然气发动机循环变动特性研究[J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(3): 36-41.
- Sun Lu, Liu Yifu, Zhou Lei, et al. Cycle-by-cycle variations of a diesel pilot-ignited natural gas engine with exhaust gas recirculation[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(3): 36-41. (in Chinese)
- 11 Korakianitis T, Namasivayam A M, Crookes R J. Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2011, 37(1): 89-112.
- 12 Chedthawut Poompipatpong, Kraipat Cheenkachorn. A modified diesel engine for natural gas operation: performance and emission tests[J]. Energy, 2011, 36(12): 6862-6866.
- 13 Papagiannakis R G, Kotsiopoulos P N, Zannis T C, et al. Theoretical study of the effects of engine parameters on performance and emissions of a pilot ignited natural gas diesel engine[J]. Energy, 2010, 35(2): 1129-1138.
- 14 Mostafa Kamel, Edward Lyford-Pike, Smith A D, et al. An emission and performance comparison of the natural gas cummins westpot inc. C-gas plus versus diesel in heavy-duty trucks[C]. SAE Paper 2002-01-2737, 2002.
- 15 刘兵, 黄佐华, 曾科, 等. 天然气掺氢火花点火式发动机排放性能研究[J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(2): 243-247.
- Liu Bing, Huang Zuohua, Zeng Ke, et al. Experimental investigation on emissions of a spark-ignition engine fuelled with hydrogen enriched natural gas[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(2): 243-247. (in Chinese)
- 16 姜雪, 胡二江, 巩静, 等. 天然气掺氢配合废气再循环发动机的性能及排放研究[J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(5): 18-21.
- Jiang Xue, Hu Erjiang, Gong Jing, et al. Experimental study on engine performance and emissions fuelled with CNG-hydrogen blends combined with EGR[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2009, 43(5): 18-21. (in Chinese)
- 17 Das L M, Gulati Rohit, Gupta P K. A comparative evaluation of the performance characteristics of a spark ignition engine using hydrogen and compressed natural gas as alternative fuels[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2000, 25(8): 783-785.
- 18 赵昌普, 李艳丽, 孙强, 等. 天然气发动机可变气门定时的仿真研究[J]. 内燃机工程, 2009, 30(6): 1-4.
- Zhao Changpu, Li Yanli, Sun Qiang, et al. Simulation research on variable valve timing of compressed natural gas engine[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2009, 30(6): 1-4. (in Chinese)
- 19 张强, 王志明. 四气门天然气发动机缸内瞬态流场数值模拟[J]. 内燃机工程, 2006, 27(1): 29-33.
- Zhang Qiang, Wang Zhiming. Numerical simulation of instantaneous flow field in cylinder of four-valve natural gas engine[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2006, 27(1): 29-33. (in Chinese)
- 20 王锡滨, 马志毫, 蒋德明. 燃烧室几何形状对缸内气体流动和发动机性能的影响[J]. 内燃机工程, 2002, 23(2): 6-10.
- Wang Xibin, Ma Zhihao, Jiang Deming. Influence of combustion geometry on in-cylinder flow field and engine performance[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2002, 23(2): 6-10. (in Chinese)
- 21 Kuo Tangwei, Reitz R D. Three-dimensional computations of combustion in premixed-charge and direct-injected two-stroke engines[C]. SAE Paper 920425, 1992.
- 22 Candel, Veynante D, Lacas F, et al. Current progress and future trends in turbulent combustion[J]. Combustion Science and Technology, 1994, 98(1-3): 151-165.
- 23 何旭, 高希彦, 刘卫国, 等. 燃烧室形状对缸内气流运动影响的数值模拟[J]. 车用发动机, 2005, 6(3): 8-12.
- He Xu, Gao Xiyan, Liu Weiguo, et al. Numerical simulation of air flow in the cylinder affected by combustion chamber's shape[J]. Vehicle Engine, 2005, 6(3): 8-12. (in Chinese)