

# 进气相位对天然气转子发动机流场和燃烧过程的影响\*

范宝伟<sup>1</sup> 潘剑锋<sup>1</sup> 唐爱坤<sup>1</sup> 潘振华<sup>1</sup> 薛宏<sup>2</sup>

(1. 江苏大学能源与动力工程学院, 镇江 212013; 2. 加州州立工业大学机械工程系, 洛杉矶 CA91768)

**摘要:** 转子发动机进气相位的改变不仅改变了进气效率, 而且对缸内流场以及燃烧过程都产生很大的影响。基于 FLUENT 软件, 通过编程实现了相应的三维动网格模型, 添加了合适的湍流模型、燃烧模型、CHEMKIN 化学反应机理, 建立了基于化学反应动力学的三维动态数值模拟模型, 并通过已有实验数据对比验证了模型的可靠性。在此基础上, 对不同进气相位的周边进气天然气转子发动机的工作过程进行了数值模拟。计算结果表明: 在进气持续期不变的情况下, 随着进气开启角的提前, 缸内涡团和旋流的强度、充量系数都不断增加, 点火位置处的流场湍流速度不断增加。火花塞点火后其附近的流场湍流速度增加可以大幅度提高燃烧速率, 但燃烧行程的整体燃烧速率不是一直随着进气开启角的提前而增大。相同进气持续期下, 进气开启角为  $407^\circ$  时, 火焰传播速度最大, 缸内示功图最好, 同时 NO 生成量也最大。

**关键词:** 进气相位 天然气 周边进气转子发动机 流场 燃烧过程 三维动态模拟  
**中图分类号:** TK45 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)07-0286-08

## Influence of Port Timing on Flow Field and Combustion Process of Natural Gas-fueled Rotary Engines

Fan Baowei<sup>1</sup> Pan Jianfeng<sup>1</sup> Tang Aikun<sup>1</sup> Pan Zhenhua<sup>1</sup> Xue Hong<sup>2</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. School of Mechanical Engineering, California State Polytechnic University, Los Angeles CA91768, USA)

**Abstract:** For rotary engine, the changes in port timing can bring change, not just to admission efficiency, but to the the flow field and turbulence energy in cylinder. On the basis of the Fluent simulation software, a three-dimensional dynamic simulation model was established through the secondary development to write dynamic mesh programs and choose the reasonable turbulent model, combustion model and CHEMKIN mechanism. The three-dimensional dynamic simulation model based on the chemical reaction kinetics was also validated by using the experimental data. On this basis, the working process of peripherally ported natural gas-fueled rotary engines under different port timings was simulated. The results show that with the intake duration angle unchanged, as the intake opening angle was brought forward, the intensity of the swirls and the vortex blobs, the volumetric coefficient all increased, and the turbulence intensity near the ignition position also increased. The increase of the turbulence intensity near the ignition position can significantly increase combustion rate, but the whole combustion rate in combustion stage did not always increase with advanced intake opening angle. With the intake duration angle unchanged, when the intake opening angle was  $407^\circ$ , the flame propagation speed reached the maximum value, the indicator diagram was the best and the emission of NO was the biggest.

**Key words:** Port timing Natural gas Peripherally ported rotary engine Flow field Combustion process Three-dimensional dynamic simulation

收稿日期: 2014-10-08 修回日期: 2014-11-08

\* 国家自然科学基金资助项目(51376082)、江苏省六大人才高峰第八批资助项目(201127)、江苏省高校优势学科建设工程资助项目和江苏省普通高校研究生科研创新计划资助项目(CXZZ13-0671)

作者简介: 范宝伟, 博士生, 主要从事转子发动机研究, E-mail: tsw1919@163.com

通讯作者: 潘剑锋, 教授, 博士生导师, 主要从事发动机和微燃烧研究, E-mail: mike@ujs.edu.cn

## 引言

转子发动机是一种新型发动机,具有质量轻、体积小、运行平稳、噪声小、高速性能好等许多往复发动机无法比拟的优点<sup>[1]</sup>。影响内燃机性能的因素很多,其中采用合理的进气相位一直是提高发动机效率的有效途径之一<sup>[2-3]</sup>。由于转子发动机进气相位的改变主要是通过改变缸体型线上的进气口位置来实现,因此,相比往复发动机,进气相位的改变对转子发动机而言不只是改变了进气效率,而且对缸内流场以及缸内湍动能都有很大的影响,它们会直接影响发动机的效率,所以研究进气相位对转子发动机流场和燃烧过程的影响非常重要<sup>[4-5]</sup>。对于转子发动机内部流场和燃烧过程的研究,主要有利用可视化实验台进行实验研究和利用计算程序进行数值模拟研究。其中实验方面,DeFilippis等<sup>[6]</sup>利用激光多普勒测速仪(LDV)测得了周边进气转子发动机中心截面上的流场变化过程,为数值模拟正确性的验证提供了宝贵的实验数据。Abraham等<sup>[7]</sup>测得了不同工况下的缸内示功图。数值模拟方面,Abraham等<sup>[8]</sup>对预混天然气转子发动机燃烧过程进行了数值模拟。周乃君等<sup>[9]</sup>则对柴油转子发动机的燃烧过程进行了数值模拟。本课题组也模拟研究了运行参数对天然气转子发动机燃烧过程的影响<sup>[10-11]</sup>。本文在实验验证的基础上计算获得缸内反应流体的三维流场和温度场以及燃烧反应过程中重要的中间产物变化,进而分析不同进气相位对流场和火焰传播过程的影响,为转子发动机的进气相位改进和优化设计提供相关的理论基础。

## 1 物理模型的建立

### 1.1 计算对象

研究对象是文献[6]中进行实验的转子发动机,其结构如图1所示,转子转动1圈,偏心轴(曲轴)转动3圈,对应旋转的角度为 $1\ 080^\circ$ 。表1是发动机的基本参数<sup>[6]</sup>。

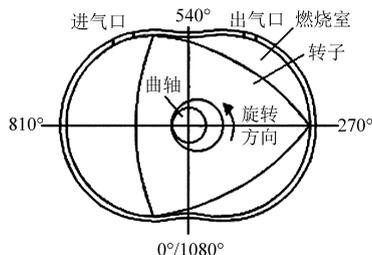


图1 转子发动机结构示意图

Fig.1 Schematic of rotary engine

表1 转子发动机基本参数

Tab.1 Engine technical specifications

结构参数	数值
创成半径/mm	105
偏心距/mm	15
气缸宽/mm	70
转子数	1
进气相位/(°)	447(开启角),530(关闭角)
排气相位/(°)	192(开启角),336(关闭角)

### 1.2 几何模型的建立与网格划分

由于转子发动机3个缸的工作过程完全相同,为了节省计算成本,只计算一个缸内的工作过程。合理的网格划分是保证计算收敛的前提条件,网格生成的好坏直接影响流场模拟的准确性。结合转子发动机的工作特点,进排气道区是计算区域不变的区域,设置为静态网格区域;转子发动机气缸和转子之间的工作区域是计算区域随时间变化的区域,设置为动态网格区域。由于动态网格的生成需要,采用了非结构的四面体网格。经过反复比较,确定的初始网格大小为 $2.5\text{ mm}$ ,其中上止点时网格数量为 $74\ 346$ ,下止点时网格数量为 $193\ 798$ 。图2和图3分别是上止点前 $450^\circ\text{ CA}$ 的三维几何模型和网格图。

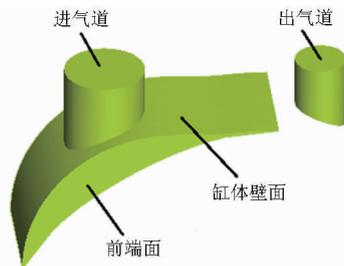


图2 三维几何模型( $450^\circ\text{ BTDC}$ )

Fig.2 Geometry model of peripherally ported rotary engine ( $450^\circ\text{ BTDC}$ )

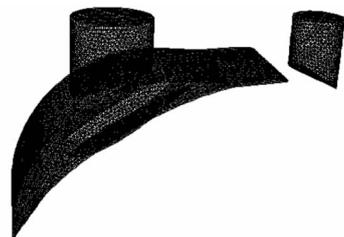


图3 三维网格( $450^\circ\text{ BTDC}$ )

Fig.3 Three-dimensional mesh of peripherally ported rotary engine ( $450^\circ\text{ BTDC}$ )

## 2 数学模型建立与验证

### 2.1 计算模型及边界条件

转子发动机缸内气体的流动十分复杂,为可压缩黏性流动,具有相当高的湍流度,因而正确模拟出

湍流的影响是缸内模拟的关键<sup>[12-13]</sup>。湍流模型选择了 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型,是由于其严格考虑了流线型弯曲、漩涡、旋转和张力快速变化,它对于复杂流动有更高精度的预测潜力,适用于转子发动机内部的复杂流动<sup>[14-16]</sup>。

本文研究的发动机燃烧方式为预混型点火式燃烧,燃烧采用 16 种组分 41 步反应的甲烷详细反应机理,涡耗散概念(EDC)模型是涡耗散模型的扩展,因其能在湍流反应流动中耦合详细的化学反应机理,因此燃烧模型选择了 EDC 模型。进排气口采用压力进口边界条件,由于此发动机是非增压发动机,进排气压力为大气压,发动机缸壁温度采用壁面边界条件,温度根据经验值设定为 400 K。NO 生成模型同时采用了“热力型”和“快速型”生成机理。

## 2.2 模型可行性验证

为了验证湍流模型选择的正确性,首先计算了文献[6]中实验工况下(2 000 r/min)的流场变化,并且将计算结果与文献[6]中利用激光多普勒测速仪的测量结果进行了对比。

对比结果如图 4 所示,左侧为实验结果,右侧为计算结果。从中可以看出:计算得出的缸内流场分布规律与实验结果十分相似,包括缸内流场的流速以及涡流的位置。如图 4a 中发动机进气口附近的流速,实验结果和计算结果都约为 20 m/s,而涡流位置,实验结果和计算结果都位于燃烧室前部区域。由此说明选用的湍流模型对该类周边进气转子发动机缸内流场的计算是准确的,对于其缸内流场具有高度的预测能力。

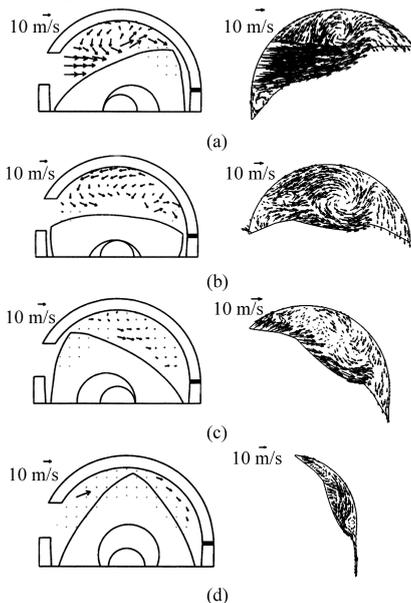


图 4 不同时刻的流场

Fig. 4 Velocity distribution at different timings

(a) 730° CA (b) 820° CA (c) 910° CA (d) 1000° CA

为验证燃烧模型的正确性,采用本文的计算模型对文献[7]中的预混天然气转子发动机进行了数值模拟。计算对比了两个工况下的实验数据。计算工况 1:转速 2 503 r/min,当量比 0.81,充量系数 79.8,前火花塞点火时刻 1 040° CA,后火花塞点火时刻 1 057° CA。计算工况 2:转速 3 508 r/min,当量比 0.9,充量系数 65.9,前火花塞点火时刻 1 028° CA,后火花塞点火时刻 1 045° CA。数值模拟和实验数据的对比结果如图 5 和图 6 所示。从中可以看出:计算结果与文献[7]的实验结果吻合良好,最大误差在 14% 以内,这主要是由于缸体壁面采用绝热壁面并且其温度采用的经验值与实际情况有误差。总体上表明燃烧模型是合理的。

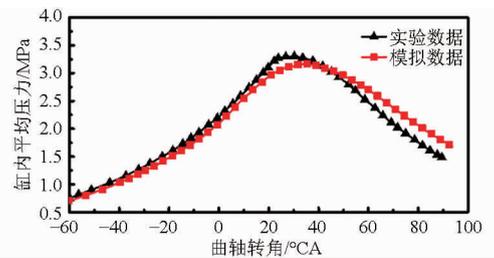


图 5 工况 1 的缸内平均压力曲线

Fig. 5 Calculates and measured pressure under operating condition 1

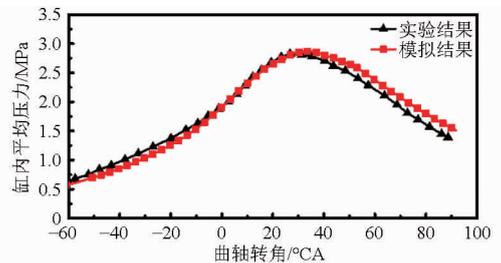


图 6 工况 2 的缸内平均压力曲线

Fig. 6 Calculates and measured pressure under operating condition 2

## 3 进气相位对缸内流场的影响

### 3.1 不同进气相位对缸内流线变化过程的影响

为了研究转子发动机在正常工作转速下(即 4 000 r/min)的工况,在进气持续角不变的情况下,不同进气提前角对缸内流场的影响,分别计算了进气开启角为 457°、447°(原进气开启角)、427°、407°的流场变化过程。图 7~9 分别给出了进气开启角为 457°、447°、427°、407°的缸内流线变化图。

进气阶段前期如图 7 所示,可以看到位于前后端面附近的两股旋流在转子凹坑附近都形成了涡团,并且涡团随着进气开启角的提前越靠近燃烧室的前部。这是因为转子凹坑前部的燃烧室容积狭小,这两股旋流不易继续向前发展,而在此处相互作用

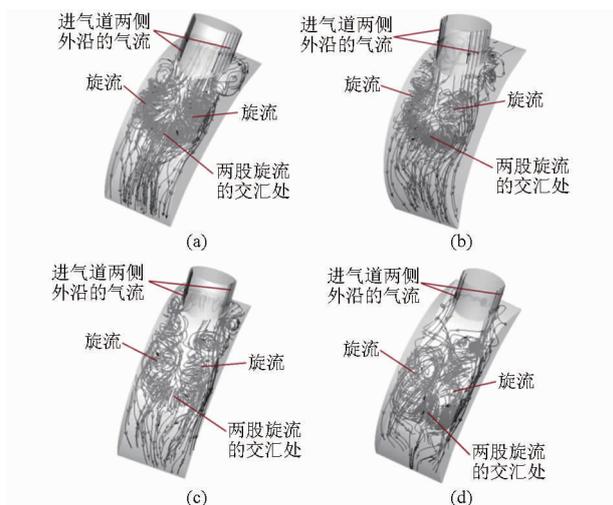


图 7 不同进气相位缸体内部的流线图  
(上止点前 350° CA)

Fig. 7 Streamlines in combustion chamber under different port timings (BTDC 350°)

(a) 457° (b) 447° (c) 427° (d) 407°

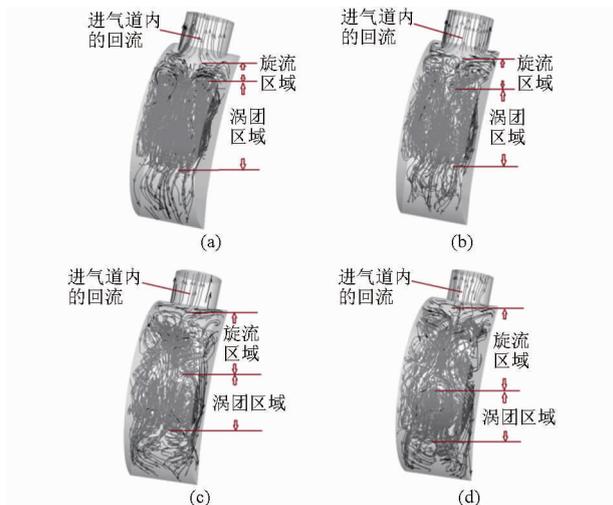


图 8 不同进气相位缸体内部的流线图  
(上止点前 250° CA)

Fig. 8 Streamlines in combustion chamber under different port timings (BTDC 250°)

(a) 457° (b) 447° (c) 427° (d) 407°

用形成了这个顺时针方向的涡团。而旋流的强度主要是由进气气流量和燃烧室后部流向前部的气流量的总量决定的,随着进气开启角的提前,进气口的位置不断被移向了燃烧室的后部,导致进气道右侧燃烧室后部的空间的气流量越来越少,而进气道左侧的燃烧室中前部的气流总量不断增加,从而使得旋流强度不断增加,所以旋流可以离燃烧室前部运动的距离越来越远。

进气阶段后期如图 8 所示,进气道内出现了回流现象。并且随着进气开启角的提前,进气道的位置不断向燃烧室后部移动,这导致回流区域的长度越来越短,所以回流强度也越来越弱。由于回流现

象的出现,4 种情况下缸体中心截面上的涡团都开始发散,其半径在不断增大。但随着进气开启角的提前,涡团的半径越小,原涡团保持得越好。这主要是因为回流现象的出现导致燃烧室内的涡团和位于涡团上方的旋流都开始向进气道移动。位于涡团上方的旋流不断从进气道流出燃烧室,流出的气流量和回流强度的大小呈正比,即随着进气开启角的提前,未流出燃烧室的旋流量越来越大,燃烧室后部的空间不断被其占据,原来的涡团就越不容易向燃烧室后部运动,所以其半径越小,即原涡团保持得越好。

在压缩过程前期,如图 9 所示,当进气开启角为 447°、457° 时,由于压缩作用缸内原涡流开始破碎。而进气开启角为 427°、407° 时,原涡流依然保持很好。其原因是随着进气开启角的提前,缸内涡流的强度不断增大,所以其结构保持越好,涡团破碎的时刻不断被推迟。

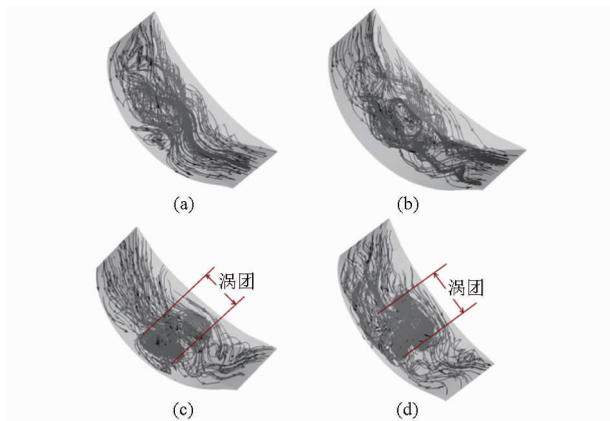


图 9 不同进气相位缸体内部的流线图  
(上止点前 150° CA)

Fig. 9 Streamlines in combustion chamber under different port timings (BTDC 150°)

(a) 457° (b) 447° (c) 427° (d) 407°

从整个进气压缩阶段可以看出:随着进气开启角的提前,燃烧室内的涡团形成的时刻提前。并且由于涡团和旋流的强度随着进气开启角的提前而不断增加,而回流作用不断减弱,其缸内涡团得到了更好的保持。涡团和旋流最终转化为单向流的时刻也被不断推迟。

### 3.2 不同进气相位对充气系数的影响

在进气持续期不变的情况下,转子发动机对应进气开启角 457°、447°、427°、407° 充气效率分别为 0.795、0.827、0.869、0.899。即随着进气开启角的提前,缸内的充气系数不断增加。

其原因如图 10 所示不同进气开启角的进气道质量流量变化曲线,图中 4 条曲线分别与虚线围成 3 块面积,分别为 A、B、C。其中 A 为气门叠开角时,

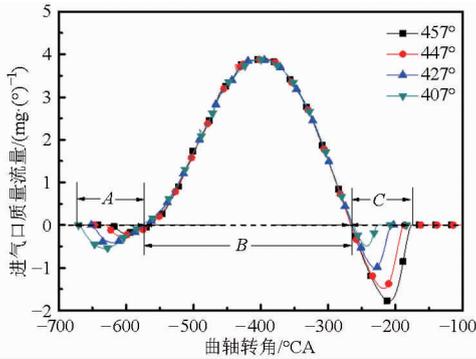


图10 不同进气开启角的进气道质量流量对比

Fig. 10 Mass flow rate in intake port under different port timings

缸内废气从进气口排出的质量;  $B$  为进气阶段新鲜工质从进气口流入缸内的质量, 此阶段称之为为主进气阶段;  $C$  为进气阶段后期新鲜工质从进气口倒流出的质量。从图中可以看出: 4 种情况下,  $B$  部分基本相同, 这说明进气阶段流入缸内的新鲜工质质量相同。而进气后期回流质量  $C$  随着回流作用越来越弱而越来越小。综上所述, 为了提高发动机的充量系数, 可以在保证整个主进气阶段  $B$  的曲轴转角范围不受影响的情况下, 通过减小进气迟闭角来减少回流的质量, 提高发动机的充量系数。

## 4 进气相位对燃烧过程的影响

### 4.1 不同进气相位对火焰传播速度的影响

为了在燃烧过程中, 说明点火位置如何影响火焰的传播, 图 11 给出不同进气相位的点火时刻流场和流线图, 其中点火位置附近的方框内为点火位置处的流场和流线。从中可以看出: 在进气持续期不变的情况下, 随着进气开启角的提前, 点火位置处的气流运动越来越复杂, 湍流度也越来越高。进气开启角为  $457^\circ$ 、 $447^\circ$  时点火位置处主要以单向流为主, 但进气开启角为  $447^\circ$  时的流线明显要比进气开启角为  $457^\circ$  时复杂得多。进气开启角为  $427^\circ$ 、 $407^\circ$  时点火位置处主要以涡流为主, 并且进气开启角为  $427^\circ$  的点火位置的前部气流没有一直流向燃烧室前部而是出现了上下端面附近的气流向缸体中心聚集的情况, 而进气开启角为  $407^\circ$  的点火位置的前部没有出现上述情况。

因为甲烷在温度约  $600\text{ K}$  时首先与  $\text{O}_2$  反应生成过氧氢自由基 ( $\text{HO}_2$ ) 与甲基 ( $\text{CH}_3$ ), 甲基随后氧化生成大量甲醛 ( $\text{CH}_2\text{O}$ )、 $\text{HCO}$  自由基、过氧化氢及其他中间产物。这些生成物的量在整个低温反应阶段中缓慢增加, 在燃烧过程发生前达到最大值。过氧化氢在随后的燃烧过程中裂解产生大量的  $\text{H}$  和  $\text{OH}$  自由基, 通过与燃料的进一步化学反应生成大

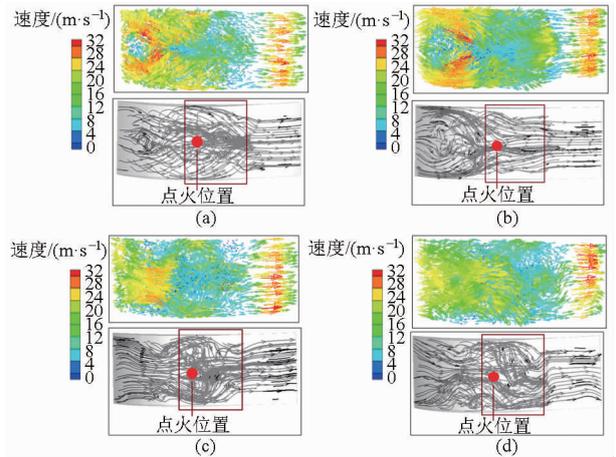


图11 不同进气相位点火时刻缸内的瞬时流场分布(上止点前  $70^\circ\text{CA}$ )

Fig. 11 Flow field of ignition timing under different port timings (BTDC  $70^\circ$ )

(a)  $457^\circ$  (b)  $447^\circ$  (c)  $427^\circ$  (d)  $407^\circ$

量的热量和水, 导致混合物整体温度剧增, 并促进化学反应速率的剧增, 从而引发燃烧和火焰的传播。由此可知, 随着燃烧反应的开始和火焰的传播,  $\text{CH}_3$ 、 $\text{CH}_2\text{O}$ 、 $\text{HO}_2$  的分布主要集中在较大温度梯度处即火焰锋面上<sup>[17-18]</sup>。所以通过分析点火后不同时刻  $\text{HO}_2$  浓度场的变化过程可以更加准确地研究不同进气提前角的缸内流场对火焰锋面传播过程的影响。图 12 ~ 15 分别表示进气开启角  $457^\circ$ 、 $447^\circ$ 、 $427^\circ$ 、 $407^\circ$  从上止点前  $70^\circ\text{CA}$  (点火时刻) 到上止点后  $30^\circ\text{CA}$  的流场和  $\text{HO}_2$  的浓度场变化过程。其中各图中的上图是缸体中心截面图, 下图是缸体内部图。

燃烧初期如图 12 所示。进气开启角为  $457^\circ$  和  $447^\circ$  的情况下缸内的流场主要以顺着转子转动方向的单向流为主, 所以火焰核心形成后火焰是顺着气流运动的方向向前传播。对比图 12a 和 12b 的下图可以看出: 火焰前锋呈现细长的形状, 火焰锋面的横向长度相似。但对比图 12a 和 12b 的上图可以看出: 由于进气开启角  $447^\circ$  时的流线明显要比进气开启角  $457^\circ$  时复杂得多, 而火焰传播速度因气流扰动的加强而加快, 所以其火焰面面积要明显大于进气开启角  $457^\circ$  的火焰面面积, 即整体上进气开启角为  $447^\circ$  的火焰传播速度大于进气开启角  $457^\circ$  的火焰传播速度。对比图 12c 和 12d 中的下图可以看出: 由于火焰核心处于涡流当中, 涡流对火焰传播起到很大的加速作用, 所以进气开启角  $427^\circ$  和  $407^\circ$  火焰锋面的纵向距离都要大于进气开启角  $457^\circ$  和  $447^\circ$  的情况。而火焰锋面的横向距离却没有呈现出类似的规律。进气开启角为  $407^\circ$  火焰锋面的横向距离大于进气开启角为  $457^\circ$  和  $447^\circ$  的情况, 但是进气开

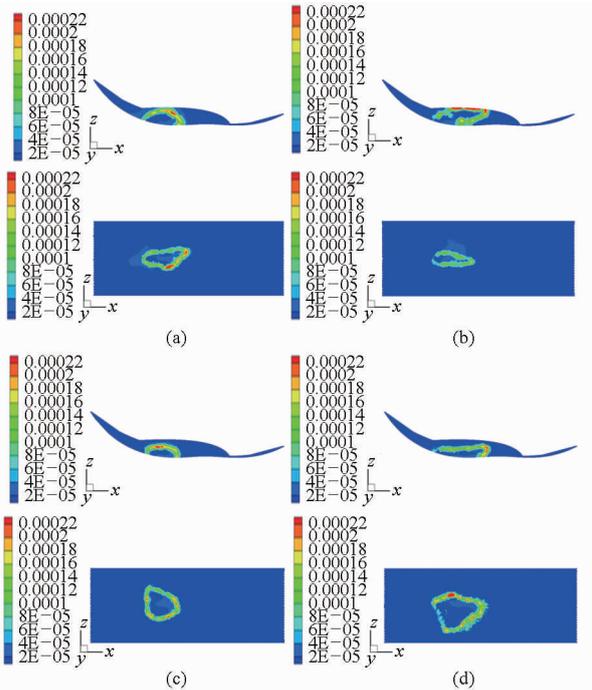


图 12 不同进气相位缸内 HO<sub>2</sub> 浓度场(上止点前 30° CA)

Fig. 12 Concentration field of HO<sub>2</sub> under different port timings (BTDC 30°)

(a) 457° (b) 447° (c) 427° (d) 407°

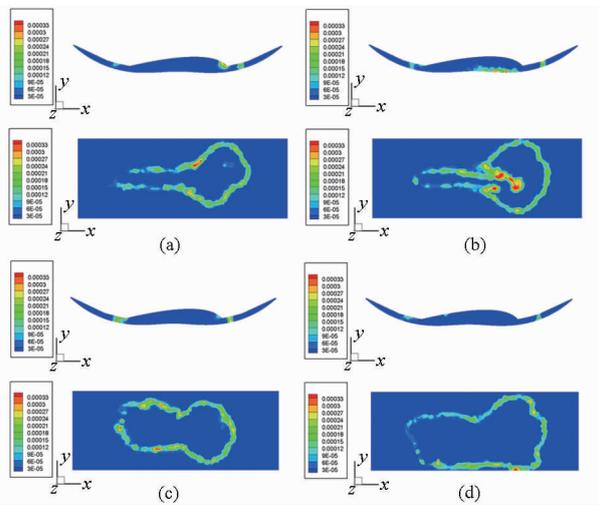


图 13 不同进气相位缸内的 HO<sub>2</sub> 浓度场(上止点)

Fig. 13 Concentration field of HO<sub>2</sub> under different port timings (TDC)

(a) 457° (b) 447° (c) 427° (d) 407°

启角 427° 火焰锋面的横向距离却小于进气开启角为 457° 和 447° 的情况。这主要是因为进气开启角为 427° 的点火位置的前部气流没有一直流向燃烧室前部,而是明显地出现了从上下端面附近向缸体中心聚集的情况。这样不利于火焰快速向燃烧室的前部发展,所以其火焰面的横向距离最短。此时 4 种进气开启角的燃料已燃质量分数为:进气开启角 457° 时为 0.049,进气开启角 447° 时为 0.07,进气开启角 427° 时为 0.061,进气开启角 407° 时为

0.093。这说明燃烧室后部火花塞附近气流的湍流速度越高,在燃烧阶段初期火焰传播速度越大,所以进气开启角为 407° 时火焰整体上传播最快。但是由于进气开启角为 427° 时,火花塞附近的流场不利于火焰快速向前发展,所以整体上其燃料燃烧速率相对于进气开启角 447° 并没有提高。

燃烧阶段中期如图 13 所示,火焰在燃烧室的前部开始向两侧发散传播,因此在进气开启角为 457° 和 447° 时出现了“火炬”形状的火焰锋面,而在进气开启角为 427° 和 407° 时为“四方形”的火焰锋面。产生这种现象的原因由图 14 可知,4 种进气开启角在上止点时流场基本相同,在燃烧室的前部都形成了一个挤流区,并且在这个区域气流有从凹坑向前后两个端面发散的趋势。所以在这种挤流的作用下,火焰迅速在燃烧室前部向前后两个端面发展,并且由于进气开启角为 457° 和 447° 时燃烧室后部火焰面的纵向距离短而形成了“火炬”形状的火焰面,进气开启角为 427° 和 407° 时燃烧室后部火焰面的纵向距离长而形成了“四方形”形状的火焰面。

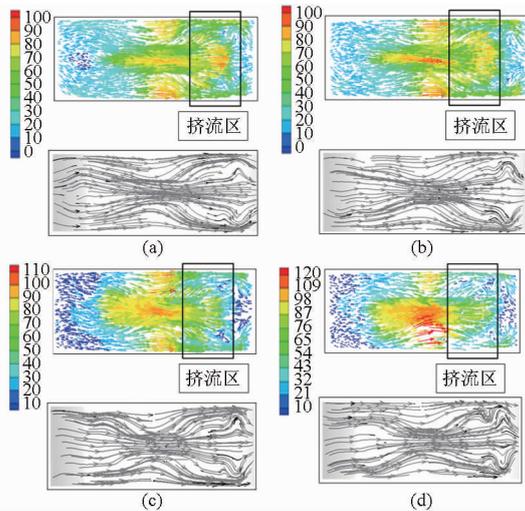


图 14 不同进气相位缸内的流场(上止点)

Fig. 14 Flow field of TDC under different port timings (TDC)

(a) 457° (b) 447° (c) 427° (d) 407°

燃烧阶段后期如图 15 所示,火焰面继续以与燃烧阶段中期的形状向四周发展,此时缸内燃料的已燃质量分数分别是:进气开启角 457° 时为 0.7,进气开启角 447° 时为 0.75,进气开启角 427° 时为 0.69,进气开启角 457° 为 0.8。这说明燃烧阶段后期火焰传播的速度主要是由燃烧室前部的挤流作用决定的。进气开启角为 427° 时由于其在燃烧阶段的前期和中期火焰沿纵向距离传播的短,所以火焰没能及时传播到燃烧室的前部,即挤流对其火焰传播的加速作用不明显,所以其燃料的已燃质量分数最低。而进气开启角为 407° 时燃料的已燃质量分数最高,火焰传播速度最大。

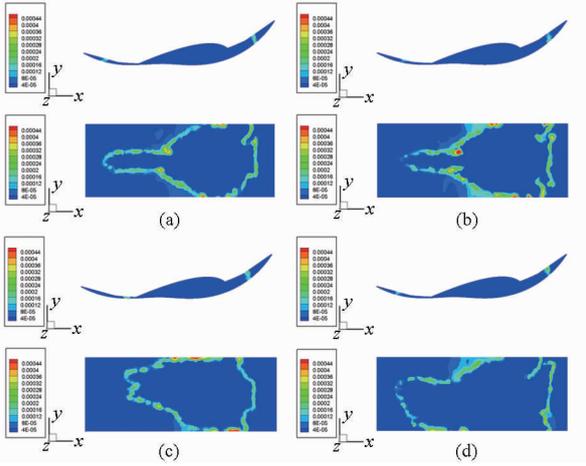


图 15 不同进气相位缸内的 HO<sub>2</sub> 浓度场  
(上止点后 30° CA)

Fig. 15 Concentration field of HO<sub>2</sub> under different port timings (ATDC 30°)

(a) 457° (b) 447° (c) 427° (d) 407°

从燃烧过程的整体上看,燃烧阶段初期的火焰传播速度主要由火花塞附近流场的湍流度和气流流动方向共同决定的,而在燃烧阶段后期的火焰传播速度主要是由位于燃烧室前部的挤流作用决定的。进气开启角为 407° 时在整个燃烧阶段充分利用了缸内流场对火焰加速的有利条件,其火焰传播速度最大。

#### 4.2 不同进气相位对 OH 质量分数和缸内平均压力的影响

OH 是 CH<sub>4</sub> 燃烧反应过程中表征反应剧烈程度的重要中间产物,其浓度的变化在一定程度上可以反映燃烧过程。由图 16 可知:在进气持续期不变的情况下,不同进气开启角的 OH 质量分数在 20°CA (BTDC) 到 10°CA (ATDC) 大小顺序依次是: 407°、427°、447°、457°。而在 10°CA (ATDC) 到 60°CA (ATDC) 的大小顺序依次是: 407°、447°、457°、427°。这主要是因为进气开启角 427° 在燃烧阶段前期虽然其点火位置附近的湍流度较大其燃烧速度较快,但是其气流方向阻碍了缸内火焰的快速传播,导致其在燃烧阶段后期没能充分利用挤流对火焰传

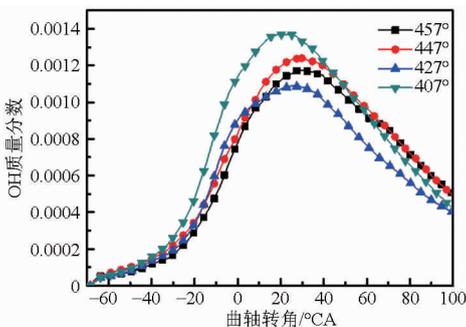


图 16 不同进气开启角的 OH 质量分数曲线

Fig. 16 Mass fractions of OH of different port timings

播的加速作用,而使其燃烧速度相比进气开启角 447° 较低。所以从图 17 中缸内平均压力曲线可以看出,进气开启角为 407° 时压力峰值最高,进气开启角为 457° 时压力峰值最低。进气开启角 427° 的压力峰值略低于 447°, 但其峰值对应的曲轴转角提前约 10°CA。

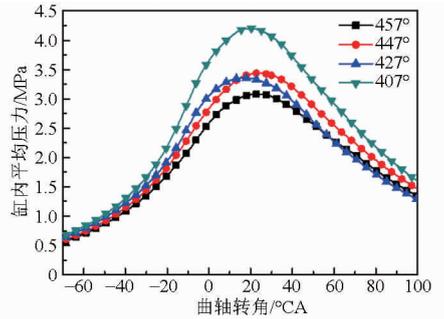


图 17 不同进气开启角的缸内压力曲线

Fig. 17 Pressures in different port timings

#### 4.3 不同进气开启角对缸内温度和 NO 生成量的影响

从图 18、19 中可知,在进气持续期不变的情况下,由于进气开启角 407° 的燃烧速度最大,导致其缸内平均温度和 NO 生成量都最大。进气开启角 427° 和 447° 的燃烧速度相近,所以它们在燃烧阶段的缸内温度相近,NO 生成量也相近。进气开启角 457° 燃烧速率最小,缸内温度和 NO 生成量都最小。

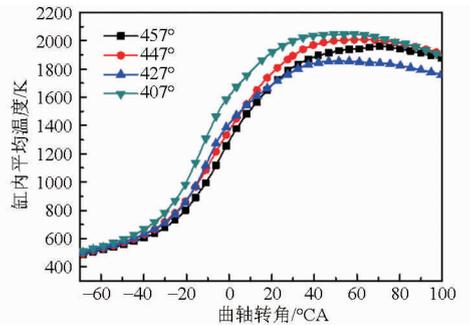


图 18 不同进气开启角的缸内平均温度对比

Fig. 18 Comparison of the average temperature in cylinder of different port timings

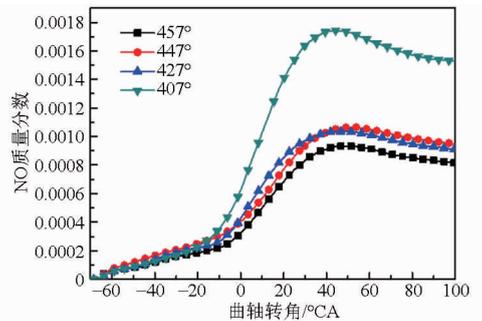


图 19 不同进气开启角的 NO 生成量对比

Fig. 19 Comparison of the production of NO of different port timings

## 5 结论

(1) 随着进气开启角的提前,燃烧室内的涡团形成的时刻提前。并且由于涡团和旋流的强度随着进气开启角的提前而不断增加,而回流作用不断减弱,其缸内涡团得到了更好的保持。涡团和旋流最终转化为单向流的时刻也被不断推迟。

(2) 进气持续期不变的情况下,可以在保证整个主进气阶段的曲轴转角范围不受影响的情况下,通过减小进气迟闭角来减少回流的质量,提高发动机的充量系数。

(3) 从燃烧过程的整体上看,燃烧阶段初期的火焰传播速度主要由火花塞附近流场的湍流度和气

流流动方向共同决定,而在燃烧阶段后期的火焰传播速度主要是由位于燃烧室前部的挤流作用所决定。

(4) 进气持续期不变的情况下,当进气开启角为 $427^\circ$ 时,虽然在燃烧过程前期其点火位置处的湍动能较大但是其缸内流场的运动方向阻碍了火焰的快速传播,所以其没能充分利用燃烧过程后期挤流对火焰燃烧的加速作用,使得其整体燃烧速率相比原进气开启角 $447^\circ$ 并没有提高。

(5) 进气持续期不变的情况下,进气开启角为 $407^\circ$ 时,其在整个燃烧阶段充分利用了缸内流场对火焰加速的有利条件,其火焰传播速度最大。缸内示功图最好,同时NO生成量也最大。

## 参 考 文 献

- 裴海灵,周乃君,高宏亮. 三角转子发动机的特点及其发展概况综述[J]. 内燃机, 2006(6): 1-3.  
Pei Hailing, Zhou Naijun, Gao Hongliang. The characteristics and improvement of rotary engines [J]. Internal Combustion Engines, 2006(6): 1-3. (in Chinese)
- 焦运景,张惠明,杨志勇,等. 配气相位对天然气发动机燃烧和排放的影响[J]. 农业机械学报, 2009, 40(8): 13-17.  
Jiao Yunjing, Zhang Huiming, Yang Zhiyong, et al. Investigation of effect of cam phase on combustion and exhaust characteristics of CNG engine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(8): 13-17. (in Chinese)
- 侯圣智,谢辉,陈韬,等. 汽油机 HCCI 燃烧过渡过程控制策略[J]. 农业机械学报, 2009, 40(12): 13-18.  
Hou Shengzhi, Xie Hui, Chen Tao, et al. Transient operation strategy of gasoline HCCI engine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(12): 13-18. (in Chinese)
- 潘剑锋,陈瑞,范宝伟,等. LPG 转子发动机缸内燃烧影响因素研究[J]. 农业机械学报, 2015, 46(1): 329-337.  
Pan Jianfeng, Chen Rui, Fan Baowei, et al. Affecting factors on combustion progress in LPG rotary engine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(1): 329-337. (in Chinese)
- Pan Jianfeng, Yang Wenming, Chou Siawkiang, et al. Spray and combustion visualization of bio-diesel in a direct injection diesel engine [J]. Thermal Science, 2013, 17(1): 279-289.
- DeFilippis M, Hamady F, Novak M, et al. Effects of pocket configuration on the flow field in a rotary engine assembly [C]. SAE Paper 920300, 1992.
- Abraham J, Bracco F V. Comparisons of computed and measured pressure in a premixed-charge natural-gas- fueled rotary engine [C]. SAE Paper 890671, 1989.
- Abraham J, Bracco F V. 3-D computation of premixed-charge natural gas combustion in rotary engines [C]. SAE Paper 910625, 1991.
- 周乃君,陈秋亮,裴海灵,等. 燃油喷射方向对转子发动机燃烧的影响[J]. 内燃机, 2008(3): 16-18.  
Zhou Naijun, Chen Qiuliang, Pei Hailing, et al. Rotary combustion engine performance influenced by the direction of fuel injection [J]. Internal Combustion Engines, 2008(3): 16-18. (in Chinese)
- 潘剑锋,范宝伟,陈瑞,等. 点火位置对天然气转子发动机燃烧的影响[J]. 内燃机工程, 2013, 34(1): 1-7.  
Pan Jianfeng, Fan Baowei, Chen Rui, et al. Effects of ignition position on combustion in rotary engine fueled with nature gas [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2013, 34(1): 1-7. (in Chinese)
- 范宝伟,潘剑锋,陈瑞,等. 点火提前角对天然气转子发动机燃烧过程的影响[J]. 兵工学报, 2014, 35(1): 1-8.  
Fan Baowei, Pan Jianfeng, Chen Rui, et al. Effect of ignition advance angles on combustion process in natural gas-fueled rotary engine [J]. Acta Armamentarii, 2014, 35(1): 1-8. (in Chinese)
- Han Z, Reitz R D. Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG  $k-\varepsilon$  models [J]. Combustion Science Technology, 1995, 106(4-6): 267-295.
- Wang Fang, Rolf D Reitz, Cecile Pera, et al. Application of generalized RNG turbulence model to flow in motored single-combustion chamber PFI engine [J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2013, 7(4): 486-495.
- Abraham J, Bracco F V. Comparisons of computed and measured mean velocity and turbulence intensity in a motored rotary engine [C]. SAE Paper 881602, 1988.
- Grasso F. Three-dimensional computation of flows in a stratified-charge rotary engine [C]. SAE Paper 870409, 1987.
- Shih T H, Liou W W, Shabbir A, et al. A new  $k-\varepsilon$  vortex-viscosity model for high Reynolds turbulent flows model development and validation [J]. Computers Fluid, 1995, 24(3): 227-238.
- Mansha M, Saleemi A R, Ghauri M B. Kinetic models of natural gas combustion in an internal combustion engine [J]. Journal of Natural Gas Chemistry, 2010, 19(1): 6-14.
- Mansha M, Saleemi A R, M Badar, et al. Development and testing of a detailed kinetic mechanism of natural gas combustion in internal combustion engine [J]. Journal of Natural Gas Chemistry, 2010, 19(2): 97-106.