

文章编号:1000-582X(2010)12-065-07

## 低热值煤层气燃烧器数值模拟及结构优化

张 力,王 炯,蔡 松

(重庆大学 低品位能源利用技术及系统教育部重点实验室 动力工程学院,重庆,400044)

**摘 要:**对一种低热值煤层气燃烧器结构进行全尺寸的数值模拟优化,研究了该燃烧器在燃烧甲烷体积浓度为 30% 的煤层气时通入了不同比例的旋流风和直流风对流场。温度场和浓度场所产生的影响。得到最佳的直流风与旋流风的组合比例。在此基础上进一步对燃气管中导流叶片的数目与倾角进行优化。结果表明:直流风率为 80%,旋流风率为 20% 时,在具有很好的射流刚性的同时,也具有较大的旋转动量,能产生较大的逆向轴向速度梯度,中心回流区逆向速度大,燃烧温度高,高温区域分布广,燃烧效率高。导流叶片的数量为 6,倾角为 60° 时,甲烷质量分数下降快,燃烧区域出口甲烷质量分数低,燃烧效率高。

**关键词:**低热值;煤层气燃烧器;直流风;旋流风;叶片

**中图分类号:**TK229.1

**文献标志码:**A

## Numerical simulation on low calorific value coal-bed gas combustor and structural design optimization

ZHANG Li, WANG Jiong, CAI Song

(Key Laboratory of Low-grade Energy Utilization Technologies and Systems, College of Power Engineering, Chongqing University, Chongqing, 400044, P. R. China)

**Abstract:** This paper conducts the full size three-dimensional combustion numerical simulation study on the low-calorific value coal bed gas combustor. It explores the effects of different ratios of swirling wind and straight wind on flow field, temperature field and concentration field when this combustor combusts coal bed gas which methane volume concentration is 30 percent. The optimal ratio of swirling wind and straight wind is gained. Based on this, the number and obliquity of cyclone vane in gas pipeline are further optimized. The results show that when ratio of straight wind is 80 percent and ratio of swirling wind is 20 percent, the good jet flow rigidity is not only possessed, but also the strong spin momentum is brought. Reverse axial velocity grads and reverse velocity in central backflow region are also big, the burning temperature and combustion efficiency are high, and high-temperature region is diffusely distributed. When the number and obliquity of cyclone vane are respective 6 and 60, the mass fraction of methane descends quickly, the mass fraction of methane is low in outlet of combustion region, and the combustion efficiency is high.

**Keywords:** low calorific value; coal-bed methane burner; straight wind; swirling wind; vane

煤层气是一种与煤炭伴生、以吸附状态储存于煤层内的非常规天然气。煤矿井下抽放的煤层气主

要可燃成分是 CH<sub>4</sub>, 浓度在 20%~50% 之间, 其余则主要是 N<sub>2</sub> 和 CO<sub>2</sub> 等不可燃气体<sup>[1-2]</sup>, 煤层气中甲

收稿日期:2010-07-09

基金项目:重庆市自然科学基金重点资助项目(CSTC, 2009BA6067)

作者简介:张力(1956-), 重庆大学教授, 博士生导师, 主要从事燃烧及环境保护研究, (E-mail)lizhang@cqu.edu.cn。

烷浓度波动大,热值较低,在工程实践中被大量排放,造成巨大的能源浪费,另外,单位质量的  $\text{CH}_4$  对大气温室效应影响是  $\text{CO}_2$  的 21 倍,煤层气的大量排放也加剧了温室效应。因此,开展低热值煤层气转化利用途径的研究具有重要的现实意义。

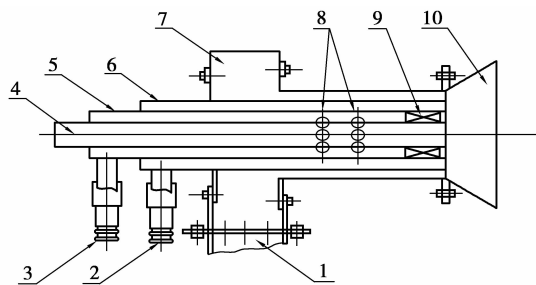
工业上采用常规燃气燃烧器面临的巨大问题是燃烧不稳定,燃烧效率偏低<sup>[3-4]</sup>。目前很多学者通过优化煤层气燃烧器的内部结构来提高燃烧的稳定性,例如采用提高旋流强度的方法来改善空气与低热值煤层气的混合度,但势必会造成射流刚性的不足,影响燃烧后期的效果。对此,通过优化燃烧器的内部结构,使得该燃烧器在提高旋流强度的同时还能保持足够高的射流刚性。

建立了真实的三维燃烧器几何模型,对燃烧器进行了全尺寸的燃烧数值模拟,着重研究了不同直流风与旋流风配比率以及燃气管中导流叶片的数目,倾角对流场、温度场和浓度场的影响,研究结果对燃烧稳定性的改善有一定指导意义。

## 1 物理和数学模型

### 1.1 物理模型

图 1 为燃烧器物理模型,燃气采用径向进气;空气分 2 股进入空气通道,一股通过风机直接送入空气通道,一股通过风机送入等速蜗壳产生旋流后再进入空气通道;燃气管出口处有导流叶片,燃气经过导流叶片产生旋流后再进入喷口;燃气管壁上布有 2 排喷孔,使部分燃气在进入燃烧区域之前,进入空气通道与空气混合,减小了燃气通道的流动阻力,同时使部分燃气与空气提前预混。搭配  $6.87^\circ$  的渐扩喷口。燃烧器热负荷为 150 kW,燃料为混合燃气( $\text{CH}_4$  体积比为 30%, $\text{N}_2$  体积比 70%),燃气低位热值 11 000 kJ/ $\text{m}^3$ ,过剩空气系数 1.03。参考燃烧器设计手册<sup>[5-6]</sup>,计算出了改进后燃烧器的具体尺寸。详见表 1。



注:1. 一次旋流风入口;2. 二次直流风入口;3. 燃气入口;  
4. 中心管;5. 燃气通道;6. 二次直流风通道;7. 蜗壳;  
8. 燃气管壁上的喷孔;9. 导流叶片;10. 渐扩喷口

图 1 燃烧器结构示意图

表 1 燃烧器尺寸

	表 1 燃烧器尺寸					mm
序号	1	2	3	4	5	6
直径	25×74 (矩形)	50	30	18	30	74

### 1.2 数学模型

连续性方程、动量方程、能量方程、气相组分方程以及  $k-\epsilon$  双方程在柱坐标中的通用形式如下

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \varphi) + \frac{\partial}{r \partial r}(r \rho v \varphi) + \frac{\partial}{r \partial \theta}(\rho w \varphi) =$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \Gamma_{\varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{r \partial r} \left[ r \Gamma_{\varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{r \partial \theta} \left[ \Gamma_{\varphi} \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} \right] + S_{\varphi},$$

式中: $\varphi$  为流动物理量; $\Gamma_{\varphi}$  为有效扩散系数; $S_{\varphi}$  为源项; $x, r, \theta$  分别为轴向、径向、周向坐标; $u, v, w$  分别为  $x, r, \theta$  方向的速度; $\rho$  为气体密度。当  $\varphi = u, v, w, k, \epsilon, f$  和  $h$  时,分别对应于  $x, r$  和  $\theta$  方向的动量方程、湍流动能方程、湍流动能耗散率方程、组分质量分数方程和能量方程。当  $\varphi = 1, \Gamma_{\varphi} = 0$  时为连续方程<sup>[7]</sup>。

湍流模型选用带旋流修正的 Realizable  $k-\epsilon$  模型<sup>[8]</sup>,该模型对流动分离和复杂二维流动有较好的适应性,能较好模拟大尺度旋转射流的细致结构,对于射流的发散比率有更精确的预测,而且对于旋转流动、强逆压梯度的边界流动而言,流动分离和二次流有更好的表现。由于通用有限速率反应模型应用范围很广,对于层流或湍流反应系统,预混、非预混、部分预混燃烧系统都适用。故燃烧模型采用与容积反应有关的物质运输和通用有限速率化学反应,为了避开代价高昂的 Arrhenius 化学动力学计算,选用 Magnussen 和 Hjertager 提出的涡耗散燃烧模型模拟反应与湍流的相互作用。用 P-1 模型模拟辐射换热对燃烧的影响。

所模拟的燃烧过程反应剧烈,属于复杂的湍流运动,为了很快得到收敛解,采用标准的壁面函数和 SIMPLE 算法求解旋流燃烧器的强旋射流有限差分方程<sup>[9-10]</sup>。基本控制方程均采用有限容积法进行离散化,对于旋流和涡流来说,如果使用四边形或者六面体网格,QUICK 格式会比二阶格式产生更为精确的结果,所采用的网格划分方式大多为六面体网格,故动量控制方程的离散采用 QUICK 格式,其余控制方程的离散采用一阶迎风格式。

## 2 模型的求解

### 2.1 网格划分

网格划分通过 Gambit 软件自动生成,坐标原点定在燃烧器喷口出口中心处,燃烧区域为  $\Phi 0.8 \text{ m} \times 2 \text{ m}$  的圆柱体区域。燃烧器内部结构都比较复杂,

在此区域内的流动波动较大,对这些区域采用非结构化四面体网格且加密,网格数目大约为 25 万。喷口和燃烧区域结构规则,是分析的重点,对这些区域采用结构化六面体网格划分且加密,网格数目大约为 40 万。设定交界面将非结构化网格和结构化网格相连。经过网格无关性验证,证明划分的网格大小能满足计算精度的要求。图 2 给出了燃烧器的网格划分。

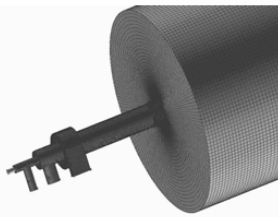


图 2 燃烧器网格划分

## 2.2 边界条件

取甲烷体积浓度 30%,氮气体积浓度 70%作为模拟工况,各个模拟工况见表 2。直流和旋流空气入口,湍流度为 10%,水力直径为 50 mm,入口空气温度为 300 K,氧气质量分数为 0.23;燃气入口,湍流度为 10%,水力直径为 30 mm,入口燃气温度为 300 K;计算域外圆面和出口为压力出口边界<sup>[10]</sup>,出口表压为 0,湍流度为 10%,氧气质量分数为 0.23,计算域外圆面水力直径为 2 227.5 mm,出口水力直径为 800 mm;其余燃烧器壁面设为绝热壁面,无滑移静态边界条件。

表 2 边界条件

工 况	$r_1$ /%	$r_2$ /%	$u_1$ /( $m \cdot s^{-1}$ )	$u_2$ /( $m \cdot s^{-1}$ )	$V$ /( $m \cdot s^{-1}$ )	$\alpha$ /( $^\circ$ )	$n$
1	0	100	0	22.0	20.0	30	10
2	20	80	4.4	17.6	20.0	30	10
3	40	60	8.8	13.2	20.0	30	10
4	60	40	13.2	8.8	20.0	30	10
5	80	20	17.6	4.4	20.0	30	10
6	100	0	22.0	0	20.0	30	10

表 2 中  $r_1$  为直流二次风率, $r_2$  为旋流一次风率, $u_1$  为直流二次风进口速度, $u_2$  为旋流一次风进口速度, $v$  为燃气进口速度, $\alpha$  为燃气管中叶片倾角, $n$  为燃气管中叶片数目。

## 3 模拟结果分析

### 3.1 流场分布情况

图 3 是燃烧器出口轴向速度随中心轴向距离分

布图(坐标位于喷口出口中心处),6 种工况在燃烧器出口附近均有逆向轴向速度分布,有中心回流区形成,原因是导流叶片的存在使得燃气在离开燃烧器时能产生旋流,中心管的存在使得燃烧器出口附近产生负压区。

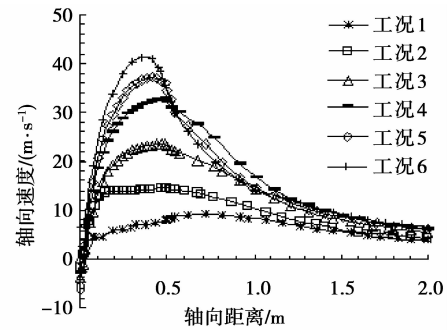


图 3 中心轴线轴向速度分布

从图中还可看出随着直流风率所占比例的增加,速度峰值不断增大,工况 1 速度变化平缓,峰值最小,射流后期速度衰减最快,射流刚性最差;工况 6 速度峰值最大,可后期速度衰减也很快;工况 4 和工况 5 速度峰值达到 30 m 以上,且射流后期速度衰减很缓慢,能保持一定的射流刚性。总之,随着直流风率所占比例的增加,射流后期速度衰减有变得缓慢的趋势,射流刚性逐渐变好,但是当直流风率为 100%(工况 6)时,速度反而比直流风率为 80%(工况 5)时衰减更快。

综上所述,工况 4 和工况 5 不但具有很好的射流刚性,而且转动动量也很大,在燃烧器出口附近有大的逆向轴向速度分布,有中心回流区形成,对燃料迅速着火燃烧十分有利<sup>[11-12]</sup>;速度峰值较大,射流后期速度衰减缓慢。

图 4(a)~(d)给出了燃烧区域在轴向不同位置横截面沿直径方向轴向速度的分布情况;6 种工况在燃烧区域( $Z=0.3$  m)内沿径向方向均有波峰波谷出现,说明有逆向轴向速度分布,有利于外回流区的形成<sup>[13]</sup>;主流核心区域直径随燃烧器出口距离的增加而逐渐变大,速度峰值随燃烧器出口距离的增加相应减小。

随着射流向下游发展,6 种工况的波峰波谷逐渐变得不明显,到了  $Z=0.5$  m 处,除了工况 1 以外,其它工况波峰波谷均消失,原因是工况 1 射流刚性较差,射流下游受中心回流区的影响还很大;模拟结果表明:在整个燃烧区域,工况 1 有较大的逆向轴向速度梯度(在  $Z=0.5$  m 时还有波峰波谷出现),但是其速度绝对值很小,射流刚性明显不

够;工况 3、4、5 在保持很好的射流刚性的同时,还能产生较大的逆向轴向速度,相比较而言,工况 5

的轴向速度梯度最大,更有利于外回流区的形成<sup>[14-15]</sup>。

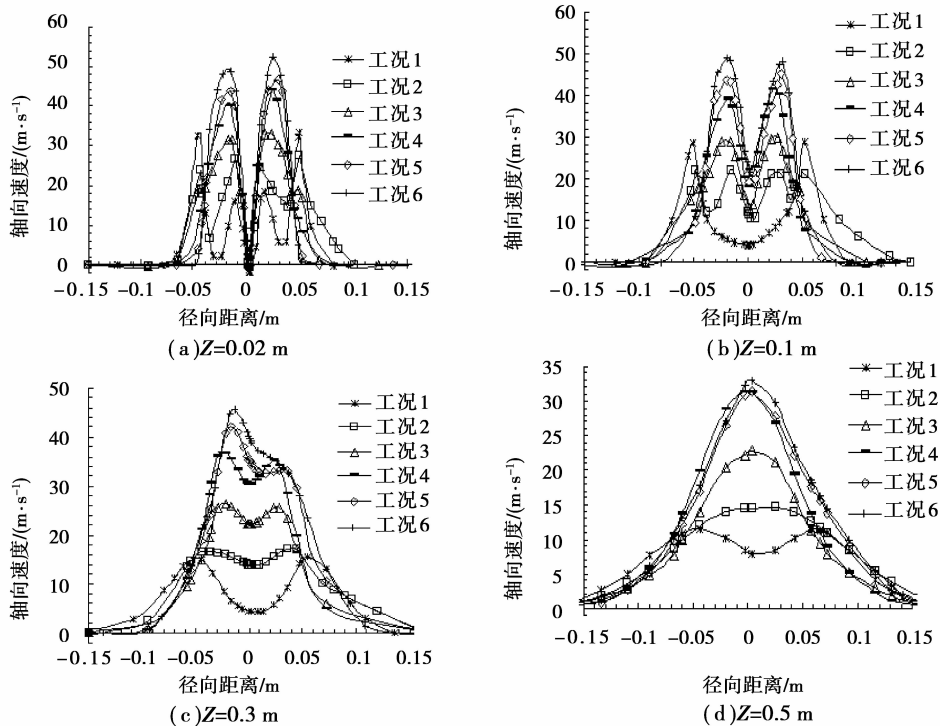


图 4 横截面直径上轴向速度分布

### 3.2 温度场分布情况

图 5 给出了燃烧区域中心轴线上温度随轴向距离的变化情况,工况 2、3 温度上升最为缓慢,峰值离原点最远,燃烧不充分,燃尽距离最长,着火不集中,在燃烧区域出口温度高达 900 K 左右。

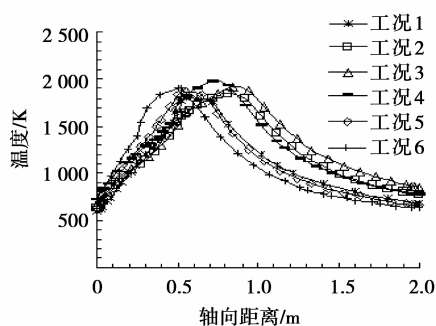


图 5 中心轴线温度分布

工况 6 在燃烧器出口,温度就急剧上升,峰值离原点最近,高温区域沿轴向分布较短,在  $Z=0.5$  m 处温度达到最大值,之后温度沿轴线下降最快,燃烧不完全;原因是煤层气本身的可燃成分含量很少,离燃烧器出口越远,可燃成分分布越不集中,而工况 6 直流风率最大,旋转动量小,气流轴向动量太大,流速太快,离燃烧器喷口越远,对周围燃气的卷吸量越少。

工况 4 和工况 5 达到的燃烧温度最高,最高温度达到 1 900 K 以上,沿轴线方向温度分布最为适中。可工况 4 相对于工况 5 而言,温度上升缓慢,着火过于滞后,燃烧甲烷含量较低的燃气时,在燃烧开始初期,不利于气体燃料的燃尽。

图 6(a)~(f) 为燃烧区域纵截面温度等值线分布图,从图中可以看出,工况 4 和工况 5 所达到的燃烧温度最高,主流核心面积小,局部容积热强度最高,工况 1 达到的燃烧温度最低,主流核心面积大,其余工况介于这 2 种情况之间,说明工况 4 和工况 5 直流风和旋流风搭配的比例较为合适,使得空气和燃气在燃烧区域中分布均匀,燃烧稳定性好。

### 3.3 浓度场分布情况

图 7 为中心轴线上甲烷质量分数随轴向距离的分布情况,从图中可以看出工况 5 和工况 6 质量分数下降快,燃尽距离短;工况 2 和工况 3 下降趋势最接近,几乎重合,质量分数下降最慢,燃尽距离最长;工况 1、2、3、4 在下降过程中还有凸状出现,质量分数下降都很慢。根据模拟结果得到:工况 1 至工况 6 在燃烧区域出口甲烷质量分数分别为:  $3.75 \times 10^{-6}$ ,  $1.07 \times 10^{-7}$ ,  $3.50 \times 10^{-8}$ ,  $4.44 \times 10^{-9}$ ,  $6.98 \times 10^{-10}$ ,  $2.69 \times 10^{-10}$ , 工况 5 和工况 6 最低,属同一数量级。

燃烧效率是评价 1 个燃烧器性能好坏的重要指

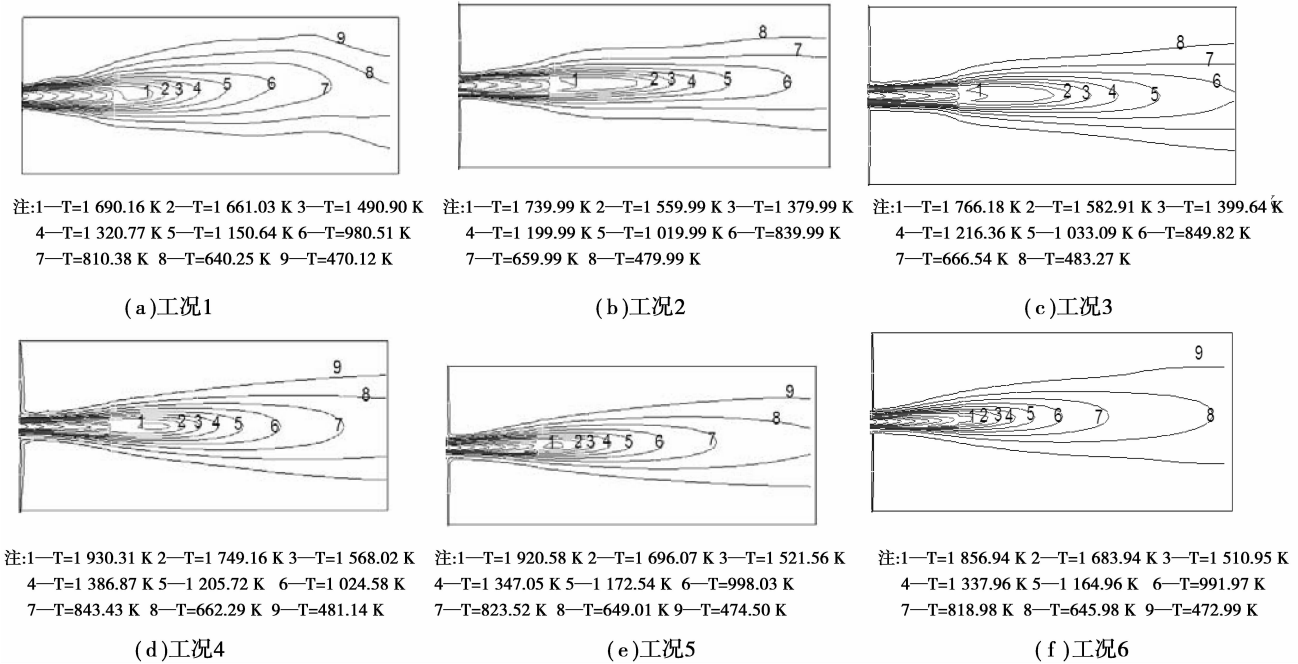


图 6 纵截面温度等值线分布

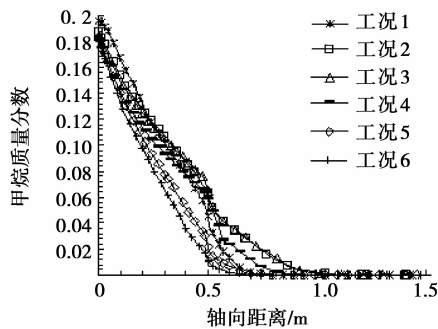


图 7 CH<sub>4</sub> 质量分数分布

标,通过下式计算燃烧效率

$$\eta = \frac{[\text{CH}_4]_i - [\text{CH}_4]_o}{[\text{CH}_4]_i} \times 100\%$$

式中:[CH<sub>4</sub>]<sub>i</sub>和[CH<sub>4</sub>]<sub>o</sub>分别是燃烧器进口 CH<sub>4</sub> 质量分数和出口烟气中的 CH<sub>4</sub> 质量分数。

通过计算可得到工况 5 和工况 6 的燃烧效率都可达到 99%以上,单从燃烧效率来看,工况 6 要比工况 5 燃烧效率略高,但工况 6 甲烷质量分数下降太快,很多燃料在喷口内就已经消耗完,很容易烧坏燃烧器,其工业实际应用效果并不及工况五好。

### 3.4 导流叶片数目,倾角优化

如前面所述,当直流风所占比例为 80%,旋流风所占比例为 20%,燃烧甲烷体积浓度为 30%的煤层气时,综合性能最佳,故选择该工况作为边界条件。为了优化燃烧器的内部结构,提高燃烧效率和燃烧稳定性,有必要对燃气管中导流叶片数目和倾角进行模拟优化。

表 3 列出了所要研究的叶片数目与倾角的组合;图 8 为燃烧甲烷体积浓度为 30%的煤层气时,4 种燃烧器甲烷质量分数随中心轴线方向的变化情况(坐标原点为喷口出口)。从图中可以看出,没有导流叶片时甲烷质量分数下降最为缓慢,燃尽距离最长,原因是燃气进入燃烧区域后,旋转动量较小,所形成的中心回流区较小,高温烟气回流较少,燃烧温度低,使得燃烧不充分;有叶片存在时,甲烷质量分数下降都很快。

表 3 模拟工况

燃烧器序号	直流风率/%	旋流风率/%	叶片数目	倾角/(°)
1	80	20	6	60
2	80	20	8	45
3	80	20	10	30
4	80	20	0	

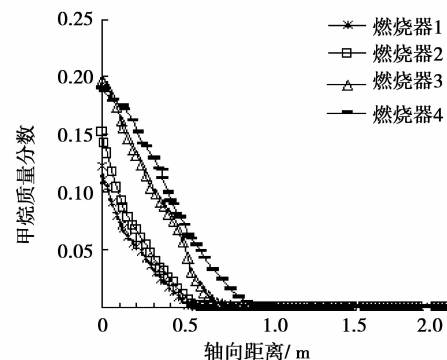


图 8 CH<sub>4</sub> 质量分数分布

当叶片数目为6,倾角为 $60^\circ$ 时,甲烷质量分数下降最快,当叶片数目为10,倾角为 $30^\circ$ 时,甲烷质量分数下降相对缓慢,原因是随着叶片数量的增加,燃气流动阻力也不断增大,使得轴向速度衰减很快,轴向速度的衰减将引起旋流强度的下降,高温烟气回流就很少,局部燃烧温度低,减缓了燃烧化学反应的进程。通过模拟结果可以得到在燃烧区域出口,燃烧器1至燃烧器4甲烷质量分数分别下降到 $2.01\text{E-}11$ , $6.07\text{E-}11$ , $3.75\text{E-}09$ , $5.69\text{E-}09$ ,可以看出燃烧1的甲烷质量分数最低,燃烧效率最高。

## 4 结 论

对该燃烧器在燃烧甲烷体积浓度为30%的煤层气时,通入不同比例的旋流风和直流风进行全尺寸的数值模拟,结果表明直流风所占比例为80%,旋流风所占比例为20%时,综合性能最佳,并在此基础上,模拟得出当燃气管中导流叶片的数目为6,倾角为 $60^\circ$ 时,综合性能和工业实际应用效果最佳,具体体现在:

1)当直流风所占比例为80%,旋流风所占比例为20%时,在具有很好的射流刚性的同时,也具有较大的旋转动量,能产生较大的逆向轴向速度梯度,有助于高温烟气的回流,使得燃烧更充分;

2)当直流风所占比例为80%,旋流风所占比例为20%时,燃烧温度最高,高温区域分布最广且燃烧效率高,燃烧效率高达99%以上;

3)当燃气管中导流叶片数目为6,倾角为 $60^\circ$ 时,燃烧最完全,甲烷质量分数下降快,燃尽距离短,燃烧区域出口甲烷质量分数最低为 $2.01\text{E-}11$ 。

### 参考文献:

- [1] 姜文利.我国煤层气产业发展问题分析[J].天然气工业,2009,29(10):114-116.  
JIANG WEN-LI. An analysis of the constraints on chinese coal bed methane industry development [J]. Natural Gas Industry,2009, 29(10):114-116.
- [2] 林宗虎.煤层气——一种亟待开发利用的清洁能源[J].工业锅炉,2006,97(3):1-5.  
LIN ZONG-HU. Coal bed methane—a kind of clean energy resource [J]. Industrial Boiler, 2006, 97(3): 1-5.
- [3] WIGHT D. The value of horizontal drilling in coal bed gas[J]. The American Oil&Gas Reporter,2004,3(3): 12-17.
- [4] JIANG B, LIANG H Y, HUANG G Q, et al. Study on NO<sub>x</sub> formation in CH<sub>4</sub>/AIR jet combustion [J]. Chinese Journal of Chemical Engineering,2006,14(6): 723- 728.
- [5] 煤气设计手册编写组.煤气设计手册[M].北京:中国建筑工业出版社,1987.
- [6] 同济大学,重庆建筑工程学院,哈尔滨建筑工程学院,等.燃气燃烧与应用(2版)[M].北京:中国建筑工业出版社,1988:156-163.
- [7] DUNSTAN T D, JENKINS K W. The effects of hydrogen substitution on turbulent premixed methane-air kernels using direct numerical simulation [J]. International journal of hydrogen energy, 2009, 34(19):8389-8404.
- [8] 杨炜平,张健.旋流燃烧室内甲烷湍流燃烧的数值模拟[J].燃烧科学与技术,2009,15(6):477-484.  
YANG WEI-PING, ZHANG JIAN. Simulation of methane turbulent combustion in a swirl combustor[J]. Journal of Combustion Science and Technology, 2009, 15(6): 477-484.
- [9] 邓洋波,刘阳,朱公志.低旋流燃烧和流动特性数值模拟研究[J].大连海事大学学报,2009,35(4):99-102.  
DENG YANG-BO, LIU YANG, ZHU GONG-ZHI. Numerical simulation of low-swirl combustion and flow field[J]. Journal of Dalian Maritime University,2009, 35(4):99-102.
- [10] HU E J, HUANG Z H, HE J J, et al. Experimental and numerical study on lean premixed methane-hydrogen-air flames at elevated pressures and temperatures [J]. International Journal of Hydrogen Energy,2009,34(16):6951-6960.
- [11] ILBAS M. The effect of thermal radiation and radiation models on hydrogen-hydrocarbon combustion modeling [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2005, 30(10):1113-1126.
- [12] 王娟,毛羽,李丽红.配风对管式加热炉内流动和燃烧过程影响的数值模拟[J].石油科学,2005,2(1): 44-47.  
WANG JUAN, MAO YU, LI LI-HONG. Numerical simulation of air distribution on turbulent flow and combustion in a tubular heating furnace [J]. Petroleum Science,2005,2(1):44-47.
- [13] 赵伶玲,周强泰.旋流燃烧器的稳燃性能分析[J].动力工程,2005,25(3):364-369.  
ZHAO LING-LING, ZHOU QIANG-TAI. Combustions stability of swirling burners [J]. Power Engineering,2005, 25(3):364-369.
- [14] HOU S S, LEE C Y, LIN T H. Efficiency and emissions of a new domestic gas burner with a swirling flame [J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(5): 1401-1410.
- [15] 赵伶玲,周强泰.花瓣燃烧器流场特性分析与研究[J].燃烧科学与技术,2007,13(1):20-24.  
ZHAO LING-LING, ZHOU QIANG-TAI. Study on flow field characteristic of petal swirl burner [J]. Journal of Combustion Science and Technology,2007, 13(1):20-24.