

文章编号: 1000-2278(2013)04-0482-05

## 某隧道窑烟气换热器换热性能的研究

李杰 胡国林 孙健 朱永红

(景德镇陶瓷学院 江西 景德镇 333001)

## 摘 要

首先对某陶瓷隧道窑的烟气换热器的尺寸和工作时的相关热工参量进行了测量。其次利用计算流体动力学软件 FLUENT 对换热器内部的流场和温度场进行了数值模拟。模拟后得到的烟气出口温度等参量与测量值吻合较好,计算区域内的质点速度矢量图、温度场云图等,经分析,符合流体流动和传热规律。在上述工作的基础上,对换热器的换热性能进行了研究,得出结论:(1)单位时间内流经换热器烟气的能量减少量,空气的能量增加量,和换热器外壁向周围环境散失的热量分别为 157.2kW、150.9kW、6.3kW;(2)烟气流经换热器的阻力损失远大于空气流经换热器的阻力损失;(3)烟气由入口到出口温度下降的值较小,阻力损失值较大,表明换热器的换热性能有待改进和提高。

关键词 陶瓷隧道窑烟气换热器;换热性能;流场和温度场数值模拟;FLUENT 软件

中图分类号:TQ 174.6\*53 文献标志码:A

## 测量

## 0 引言

隧道窑等窑炉在烧成陶瓷制品时放出较大流量的热烟气,因此,烟气余热的回收利用是陶瓷工业节约能源的一个重要方面<sup>[1,2]</sup>。为了回收和利用烟气余热,部分企业将烟气通往干燥窑,用它加热坯体。同时,为了防止坯体被污染,一些企业首先将烟气和一定流量的洁净空气通入换热器内进行二者之间的热量交换,再将加热后的空气通往干燥窑作为热源。因此,研究和提高烟气换热器的换热性能对于陶瓷工业的能源节约具有重要意义。

本文首先对某陶瓷隧道窑的烟气换热器的尺寸和工作时的热工参量进行了测量。其次利用计算流体动力学软件 FLUENT 对换热器内部的流场和温度场进行了数值模拟。模拟后得到的烟气出口温度等参量与测量值吻合较好,计算区域内的质点速度矢量图、温度场云图等,经分析,符合流体流动和传热规律。

## 1 换热器的结构、尺寸和其热工参量的

本文研究的陶瓷隧道窑烟气换热器为一尺寸为 5476×3330×2378mm 的长方体换热室。换热器由外壁、空气入口和出口、烟气入口和出口、换热管和容纳烟气的空腔等部分组成,如图 1 所示。为了空气出口等部分可见,图中只画出部分换热管。换热管共 1232 根,长度、外径、壁厚分别为 2040mm、Φ54mm、3.5mm。烟气在烟气空腔和换热管内流动,空气则在空腔和换热管外部流动。图 2 为换热器的俯视图,其中用箭头表示出了烟气在换热器内的流向。

因换热器基本上以烟气空腔中间位置的水平面为对称面呈上下对称结构,因此选择该面以上的区域作为数值模拟时的计算区域,而该面在数值模拟时的边界条件类型为对称边界条件。

除烟气出口压强和空气出口压强外,数值模拟所需的其它原始参量的值,经测量,如表 1 所示。其中,温度采用 K 型热电偶测量,烟气流量通过用热线风速仪测量烟囱出口处的烟气流速后间接得到,空气流量根据风机铭牌上所标的流量值和风机的变频器的

收稿日期 2013-06-03

基金项目 江西省教育厅科学技术研究项目(编号:GJ12501),景德镇市科技项目(编号:2011-1-29)

通讯联系人 李杰 E-mail: jack197745@gmail.com

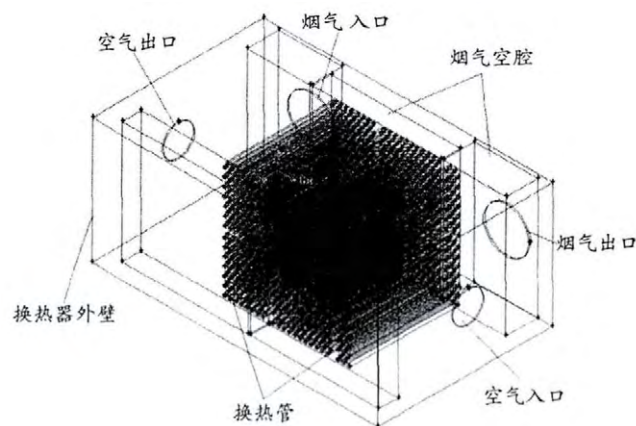


图 1 换热器结构图

Fig.1 Structure of the heat exchanger

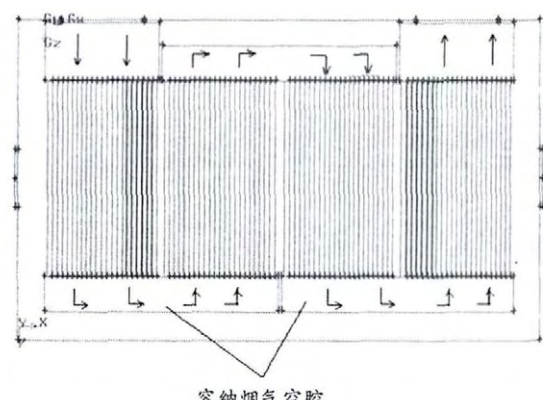


图 2 换热器的俯视图

Fig.2 Top view of the heat exchanger

频率经计算得到。换热器的外壁为非均匀温度场,各方位的壁温由测量该方位上 10~15 点的壁温取平均值得到。所研究的隧道窑的燃料为天然气。

2 流场和温度场的数值模拟

数值模拟的计算区域如前所叙,采用 FLUENT 的网格生成软件 GAMBIT 在计算区域内生成计算网格。在换热管区域生成 Cooper 网格,在其它区域生成 TGrid 网格,整个计算区域内共生成 2106659 个网格单元。

采用不可压缩粘性流体的三维、稳态、湍流流动与传热模型作为换热器内流动和传热过程的物理模型。数学模型中的控制方程包括连续性方程、动量方程、能量方程和气体状态方程<sup>[34]</sup>。

利用 FLUENT6.3.26 软件对换热器内部的流场和温度场进行数值模拟。模拟采用 3d 单精度求解器,湍流模型采用 k-ε 双方程模型,对流项等的离散采用二阶迎风格式,压力和速度的耦合采用 SIMPLE 算法,采用压力基隐式求解<sup>[9]</sup>。

边界条件的设置,由于烟气入口和空气入口处的流量、管径和温度已知,因此烟气入口和空气入口采用速度入口边界条件。根据问题特点,为了迭代计算的收敛,烟气出口和空气出口的边界条件采用压强出口边界条件。但这两处的压强不方便测量,因此通过计算出口下游的管道的阻力损失等,再代入伯努利方程计算得到。以烟气出口处的压强为例,其计算式为

$$p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} + (\rho_a - \rho)g(z_2 - z_1) = p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} + \sum \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} + \sum \zeta \frac{\rho v^2}{2}$$

表 1 测量所得原始参量值

Tab.1 Original test parameters

烟气入口温度(℃)	烟气出口温度(℃)	空气入口温度(℃)	空气出口温度(℃)
92	76	37	69
换热室正面壁温(℃)	换热室反面壁温(℃)	换热室左侧壁温(℃)	换热室右侧壁温(℃)
43	44	44	39
换热室顶部壁温(℃)	烟气流量(Nm³/s)	空气流量(Nm³/s)	烟气入、出口管径(mm)
45	9.87	4.34	860
空气入、出口管径(mm)			
600			

式中,下标“1”表示换热器的烟气出口,“2”表示烟囱的出口  $p$  表示相对压强  $\rho_a$  表示环境空气的密度,等式右边的第 3 项、第 4 项分别表示各沿程阻力损失、局部阻力损失之和。烟气最终经烟囱排到大气当中。

通过上述计算,得换热器烟气出口处的压强为 460Pa,空气出口处的压强为 220Pa。

换热器的烟气空腔和换热管的材质均为钢,二者的壁厚均为 3.5mm,相对其它尺寸很小,因此壁厚在 GAMBIT 中不需画出。再者上述壁面位于计算区域内部,因此其边界条件采用 FLUENT 中的导热和对流耦合、薄壁边界条件,在该条件的设置中可设置薄壁的材料和厚度<sup>[6]</sup>。除前述对称面外,换热器外壁的其他五个面,包括正面、反面等采用已知壁温的壁面边界条件,温度为表 1 中的数据。

设置好相关参数后进行迭代计算,迭代计算在进行 372 次之后收敛。

### 3 分析和结论

FLUENT 软件有计算结果显示和数据处理功能,即后处理功能。模拟完成后,利用软件的后处理功能,得烟气出口平均温度为 81.5℃,空气出口平均温度为 63.5℃,它们与这两处的实测温度吻合较好。为了进一步检测数值模拟的正确性,对其它一些结果进行了考察。图 3 为烟气流入换热器后进入的第一个烟气空腔内的流体在计算区域的对称边界平面上的质

点速度矢量图,图中流体质点的流向,以及在空腔的左、右角落出现漩涡,均符合流体运动规律。图 4 为烟气出口平面的温度场云图,云图的右半区域即靠近空气入口之区域的温度低于左半区域即远离空气入口之区域的温度,靠近壁面之区域的温度低于远离壁面之区域的温度,这与物体的传热规律相符。这些均说明数值模拟结果的正确性。

根据数值模拟结果,计算单位时间内流经换热器的烟气的能量的减少量  $\Phi_{\text{减}}$ ,空气的能量的增加量  $\Phi_{\text{增}}$ ,以及换热室外壁向周围环境散失的热量  $\Phi_{\text{散}}$ 。换热器为热力学中的开口系统,根据能量守恒定律,在稳态情况下,  $\Phi_{\text{散}} = \Phi_{\text{减}} - \Phi_{\text{增}}$ 。 $\Phi_{\text{减}}$  的计算式为

$$\Phi_{\text{减}} = Q_m [(h + gz + v^2)_{\text{in}} - (h + gz + v^2)_{\text{out}}] \quad (1)$$

式中,  $Q_m$  为烟气的质量流量,  $h$  为比焓,  $(gz)$  为单位质量流体的势能,  $(v^2)$  为单位质量流体的动能。下标“in”和“out”分别代表入口和出口。

通过计算可知,从入口到出口,式(1)中的各项能量的变化,流体势能的变化量为 0,而动能的变化量远小于焓的变化量,因此有

$$\Phi_{\text{减}} \approx Q_m (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) = Q_m [(c_p T)_{\text{in}} - (c_p T)_{\text{out}}] = 12.78 [1.066(273+92) - 1.063(273+81.5)] = 157.2 \text{ kW}$$

式中,  $c_p$  为流体的定压比热,单位为  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $T$  为热力学温度。空气和烟气的各热物理量的值,如  $c_p$  等通过查阅文献[7,8]得到。

同理,得  $\Phi_{\text{增}} = 150.9 \text{ kW}$ 。 $\Phi_{\text{散}} = \Phi_{\text{减}} - \Phi_{\text{增}} = 6.3 \text{ kW}$ 。

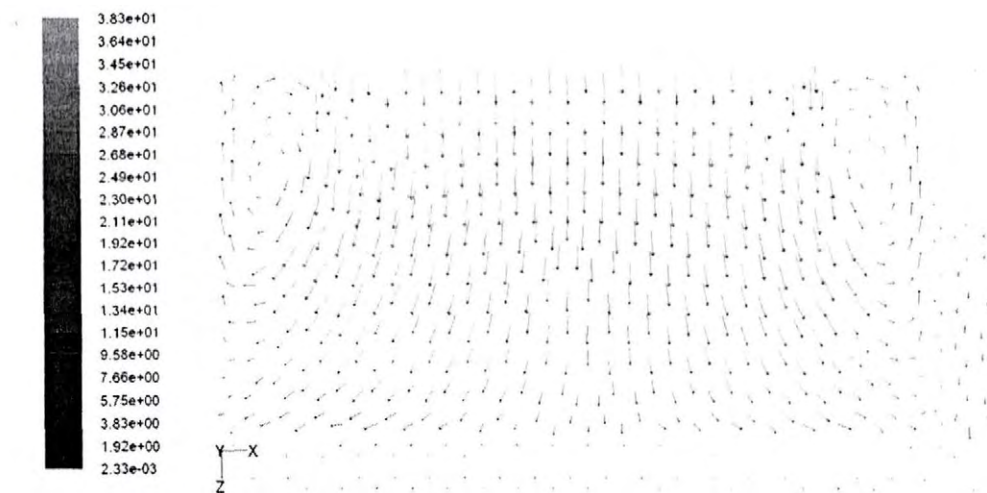


图 3 对称边界平面上烟气空腔内流体质点的速度矢量图

Fig.3 Velocity vector distribution for fluid particles inside the flue gas cavity at symmetry boundary planes



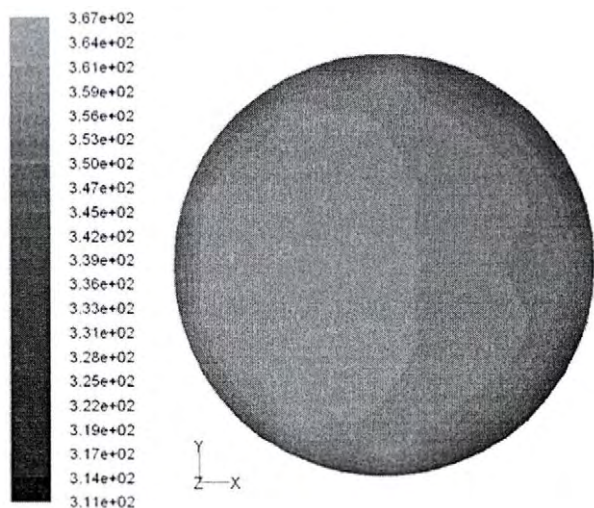


图 4 烟气出口平面的温度场云图

Fig.4 Nephogram of the temperature field at the flue gas exit plane

评价换热器的性能,除需考察单位时间内流经换热器的冷、热流体的能量变化量外,还需考察流体流经换热器时由于阻力所造成的机械能损失,即阻力损失。

利用 FLUENT 软件的后处理功能,得空气入口处的平均压强  $(p_{in})_a=664\text{Pa}$ ,烟气入口处的平均压强  $(p_{in})_g=3341\text{Pa}$ 。因而空气流经换热器的阻力损失  $\Delta p=(p_{in})_a-(p_{out})_a=664-220=444\text{Pa}$ ,式中  $(p_{out})_a$  表示空气出口处的平均压强。同理,得烟气流经换热器的阻力损失  $\Delta p=3341-460=2881\text{Pa}$ 。

通过上述分析,得如下结论:

(1)将数值模拟得到的空气出口平均温度、烟气出口平均温度和这两处的实测值进行比较,二者差值较小;计算区域内的质点速度矢量图和温度场云图等,也与物体的流动和传热规律相符。表明本文所作数值模拟的正确性,因此可利用数值模拟结果对换热

器的换热性能进行研究。

对本文所研究的换热器在实际工况条件下的流场和温度场进行的正确的数值模拟为该换热器和类似换热器的换热性能的改进和提高,如对换热器强化传热技术的研发打下了基础。

(2)根据数值模拟结果,经进一步的计算,得单位时间内流经换热器的烟气的能量的减少量  $\Phi_{\text{减}}=157.2\text{kW}$ ,空气的能量的增加量  $\Phi_{\text{增}}=150.9\text{kW}$ ,换热器外壁向周围环境散失的热量  $\Phi_{\text{散}}=6.3\text{kW}$ 。

(3)利用 FLUENT 软件的后处理功能,得到空气流经换热器的阻力损失  $\Delta p=444\text{Pa}$ ,烟气流经换热器的阻力损失  $\Delta p=2881\text{Pa}$ ,表明烟气流经换热器的阻力损失远大于空气流经换热器的阻力损失。

(4)根据测量结果,烟气由入口到出口,温度下降  $16^\circ\text{C}$ ,数值较小,根据数值模拟结果,烟气流经换热器的阻力损失为  $2881\text{Pa}$ ,数值较大。数据表明本文研究的陶瓷窑炉烟气换热器的换热性能有必要改进和提高,这有待后续的研究。

#### 参考文献

- 1 胡国林.对陶瓷工业节能减排的思考.中国陶瓷工业, 2009, 16 (2):24-26
- 2 曾令可, 刘涛等.陶瓷窑炉的节能技术.中国陶瓷工业, 2008, 15(3):20-23
- 3 陶文铨.数值传热学(第2版).西安:西安交通大学出版社, 2001
- 4 吴望一.流体力学.北京:北京大学出版社, 1983
- 5 于勇. FLUENT 入门与进阶教程.北京:北京理工大学出版社, 2008
- 6 FLUENT 6.3 User's Guide. FLUENT Inc., 2006
- 7 杨世铭, 陶文铨.传热学(第4版).北京:高等教育出版社, 2006
- 8 沈维道, 童均耕.工程热力学(第4版).北京:高等教育出版社, 2007

## Heat Transfer Characteristics of a Tunnel Kiln's Flue Gas Heat Exchanger

LI Jie HU Guolin SUN Jian ZHU Yonghong

(Jingdezhen Ceramic Institute, Jingdezhen Jiangxi 333001)

### Abstract

Firstly, the dimensions and thermal parameters of a ceramic tunnel kiln's flue gas heat exchanger under operative conditions are measured. Secondly, the flow field and temperature field in the operative heat exchanger are numerically simulated by using FLUENT, a CFD soft ware. The average temperature at the flue gas outlet and some other parameters gotten from the simulation fit those from measurement. The velocity vector distribution of the fluid particles and the nephogram of the temperature field in the computational domain accord with the rules of fluid flow and heat transfer. On the basis of the work above, heat transfer characteristics of the heat exchanger are researched and conclusions are drawn: (1) for per unit time, energy decrease of the gas flowing across the exchanger, the energy increase of the air, and the dissipating heat from the outwall of the exchanger into the surroundings are 157.2kW, 150.9kW, and 6.3kW, respectively; (2) the loss of the mechanical energy of the gas flowing across the exchanger is much higher than that of the air flowing across the exchanger; (3) the temperature drop is relatively low and the loss of the mechanical energy is relatively high for the gas from the gas inlet to the outlet, so the heat transfer of the exchanger need be improved.

**Key words** ceramic tunnel kiln's flue gas heat exchanger; heat transfer characteristics; numerical simulation for flow field and temperature field; FLUENT soft ware

---

Received on Jun.3,2013

LI Jie, E-mail: jack197745@gmail.com