

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201709009



# 新型嵌入式灶具燃烧器设计与优化

安文旗<sup>1</sup>, 肖桂苑<sup>2,3</sup>, 徐德明<sup>2,3</sup>, 苏慧玲<sup>2,3</sup>, 舒畅<sup>1</sup>, 高乃平<sup>1</sup>

(1. 同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804;

2. 宁波方太厨具有限公司, 浙江 宁波 315336;

3. 浙江省健康智慧厨房系统集成重点实验室, 浙江 宁波 315336)

**摘要:** 针对高效灶具设计和优化过程中打样试验周期长、成本高的问题, 结合实验和模拟方法, 以一款嵌入式灶具燃烧器为例, 计算火焰的流场与温度场分布以及标准锅的热效率. 经实验验证, 数值模拟计算的热效率在误差允许的范围内具有准确性. 通过对灶具进行结构优化, 增大内圈下部火孔与水平方向夹角, 由  $0^\circ$  增加至  $30^\circ$ , 减小锅支架高度, 由 35 mm 减小至 25 mm. 模拟结果显示: 对于标准下限锅, 灶具整体热效率由 55.3% 提升至 68.1%.

**关键词:** 灶具燃烧器; 热效率; 优化设计; 火孔角度; 锅支架高度

中图分类号: TK 16

文献标志码: A

文章编号: 1000-5013(2018)05-0642-07

## Design and Optimization of New Built-In Gas Stove Burner

AN Wenqi<sup>1</sup>, XIAO Guiwan<sup>2,3</sup>, XU Deming<sup>2,3</sup>,  
SU Huiling<sup>2,3</sup>, SHU Chang<sup>1</sup>, GAO Naiping<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical and Energy Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China;

2. Ningbo Fotile Kitchen Ware Company Limited, Ningbo 315336, China;

3. Kitchen Health Wisdom System Integration Key Laboratory of Zhejiang Province, Ningbo 315336, China)

**Abstract:** In view of the issues on the long cycle and high cost in the samples testing process of energy-saving stoves design and optimization, the Fluent was used to calculate the flow field and temperature field distribution of the stove flame and the thermal efficiency of the standard pot. Compared with the experimental data, it was verified that the thermal efficiency of the numerical simulation was within the allowable range of the error. The structure of the stove used in the simulation was optimized. The angle between the inner hole and the horizontal direction of the inner ring was increased from  $0^\circ$  to  $30^\circ$ , and the loading height was decreased from 35 mm to 25 mm. Simulation results show that overall thermal efficiency of the stove increased from 55.3% to 68.1% for the lower limit of the pot.

**Keywords:** stove burner; thermal efficiency; optimization; fire hole angle; loading height

目前, 中国家用燃气灶保有量超过 3 亿台, 燃气年消耗量超过 80 亿  $\text{m}^3$ , 提高灶具热效率, 对于节约燃气资源效果显著<sup>[1]</sup>. 市场上大气式燃气灶最为常见, 其中嵌入式燃气灶美观大方, 备受青睐, 但是其热效率较低, 普遍为 55% 左右, 而 GB 30720—2014《家用燃气灶具能效限定值及能效等级》规定嵌入式节能灶热效率需  $\geq 59\%$ , 意味着热效率  $< 55\%$  不允许进入市场, 优化现有产品刻不容缓. 大气式燃气灶提

收稿日期: 2017-09-11

通信作者: 高乃平(1978-), 男, 教授, 博士, 主要从事高铁列车与地铁隧道通风技术、列车空调、热质交换和余热利用的研究. E-mail: gaonaiping@tongji.edu.cn

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51006074)

供的热量主要来源于燃气燃烧,增加有效热量、减少热损失是提高热效率最直接有效的方法. 火焰传热效果主要受一次空气系数、火孔结构(尺寸、数量和倾斜角度)、锅的支架高度和材质等影响. 一次空气系数影响火焰温度,进而影响火焰传热. 较高的锅支架高度保证了二次空气的供应,减少了烟气中的 CO,但也增大了烟气热损失<sup>[2-6]</sup>. 文献[7-8]发现:对于大气式灶具火焰,火孔的数量和倾角对火焰结构的影响在低加热高度时要远比高加热高度时影响大,在倾角为 60°、加热高度 12 mm 时,其热效率和高温区域最大. 传统的家用燃气灶的实验研究方法,存在周期长、成本高等缺点. 数值模拟方法为燃气灶具的设计和 optimization 提供了便利,能够有效地缩短工程周期并节约成本<sup>[9-11]</sup>. 本文通过实验结合数值模拟的方法,分析了某嵌入式灶具的温度场、流场等数据,从燃烧器头部结构、火焰内聚情况等维度提出下沉式灶具燃烧器的设计与优化建议.

## 1 研究对象

模拟采用的嵌入式燃气灶为大气式燃气灶,其几何模型,如图 1 所示. 整体由内外环两部分构成,燃气在 2 kPa 压力下,以一定速度从喷嘴进入引射段,燃气依靠自身动量引射周围空气,形成一次空气,二者于混合管内混合;然后,从灶头火孔喷出,由点火器点燃. 该燃气灶的额定负荷为 3.6 kW,内环火孔包括下部 12 个直径为 2 mm、倾斜角度为 8°的斜火孔,上部 12 个直径为 2 mm 的水平直火孔,单个火孔热强度为 15 W·mm<sup>-2</sup>;外环火孔包括 24 个面积为 1.23×10<sup>-5</sup> m<sup>2</sup> 的梯形孔口,火孔的倾斜角度为 30°,单个火孔热强度为 8 W·mm<sup>-2</sup>.

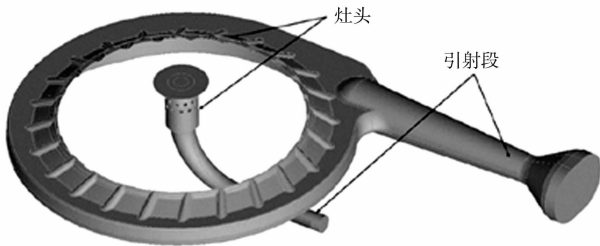


图 1 嵌入式钣金燃烧器几何模型  
Fig. 1 Built-in burner geometry

## 2 实验测试

图 2 为实验装置系统的示意图. 通过调压阀将燃气压力调至 2 kPa,采用品川 W-NK-5B 型湿式气体流量计来测量燃气的耗气量,最小测量流量为 0.01 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup>,最大测量流量为 3 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup>,量程范围内测量误差≤2%,水温采用玻璃管温度计测量,量程 0~100 °C,精度 0.2 °C. 根据 GB 30720—2014《家用燃气灶具能效限定值及能效等级》中对热效率实验的规定,实验在室温 23~25 °C 下进行.

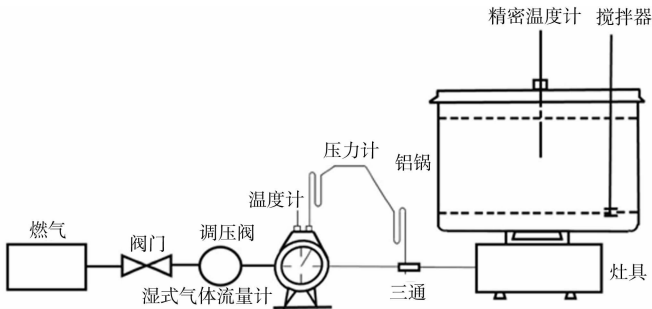


图 2 燃气灶热负荷测试实验装置  
Fig. 2 Thethermal efficiency test device for gas stove

实验的标准下限锅中盛水为 8 kg,水温升至 25 °C 时开始搅拌;到 30 °C 时停止搅拌并开始记录燃气流量,水温升至 75 °C 时再次搅拌;至 80 °C 时停止搅拌,记录燃气流量,在加热过程中使用电子秒表记录加热时长. 标准上限锅盛水 10 kg,实验过程同下限锅. 热效率计算式为

$$\eta_{\text{实}} = \frac{M \times c \times (t_2 - t_1)}{V_{\text{耗}} \times Q_1} \times \frac{273 + t_g}{288} \times \frac{101.3}{p_{\text{amb}} + p_m - s} \times 100, \tag{1}$$

$$M = M_1 + 0.213M_2. \tag{2}$$

式(1),(2)中: $\eta_{\text{实}}$ 为实测热效率; $M_1, M_2$ 和  $M$ 分别为水的质量、铝锅的质量,以及水和铝锅换算为当量加水量之和,kg; $t_1, t_2$ 和  $t_g$ 分别水的初温、终温和燃气温度,°C; $p_{\text{amb}}$ 和  $p_m$ 分别为大气压和燃气相对静压,kPa, $s$ 为  $t_g$  温度时饱和水蒸汽压力,kPa.

该嵌入式钣金灶具的额定热效率为 59%，实测热效率与之存在的误差 $\leq 1.5\%$ ，可以认为实验所测值可信. 对于嵌入式灶具，GB 30720—2014《家用燃气灶具能效限定值及能效等级》规定，热效率 59%是二级能效标准的最低值，而一级能效要求热效率 $\geq 63\%$ ，该灶具仍有较大优化空间.

表 1 标准实验用铝锅参数

Tab.1 Standard experimental parameters with aluminum pan

项目	锅内径/mm	锅底厚度/mm	锅壁厚度/mm	锅深度/mm	锅质量/kg	锅盖质量/kg	锅表面
下限锅	280	2.5	1.8	175	1.13	0.290	无光
上限锅	300	2.5	1.8	190	1.35	0.323	黑底

表 2 热效率实验数据

Tab.2 Experiment data of thermal efficiency

参数	下限锅	上限锅	参数	下限锅	上限锅	参数	下限锅	上限锅
水初温/℃	30	30	水终温/℃	80	80	水质量/kg	8	10
燃气流量初值/L	479.0	578.8	燃气流量终值/L	569.3	685.0	所用时间/s	842	1 015
热效率/%	58.70	59.75	锅底热强度/W	4.89	5.75	实测热负荷/kW	3.45	3.54

3 数值模拟

3.1 计算方法

采用 ANSYS Fluent 对该嵌入式燃气灶进行数值模拟，其控制方程为

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u\varphi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v\varphi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w\varphi)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma\frac{\partial\varphi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma\frac{\partial\varphi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma\frac{\partial\varphi}{\partial z}\right) + S.$$

式(3)中： $\varphi$  为任意变量； $\Gamma$  为广义扩散系数； $S$  是源项； $\varphi, \Gamma$  和  $S$  不同的形式可表示连续性方程、动量方程、能量方程和组分方程.

选用 RNG(re-normalization group)  $k-\epsilon$  双方程模型模拟气流流动，即

$$\rho\frac{dk}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[(\alpha_k\mu_{\text{eff}})\frac{\partial k}{\partial x_i}\right] + G_k + G_b - \rho\epsilon - Y_M,$$

$$\rho\frac{d\epsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[(\alpha_\epsilon\mu_{\text{eff}})\frac{\partial \epsilon}{\partial x_i}\right] + C_{1,k}\frac{\epsilon}{k}(G_k + C_{3\epsilon}G_b) - C_{2\epsilon}\rho\frac{\epsilon^2}{k} - R.$$

式(4),(5)中： $G_k, G_b$  分别为平均速度梯度和浮力影响引起的湍流动能产生； $Y_M$  为可压缩湍流脉动膨胀对总的耗散率的影响； $\alpha_k, \alpha_\epsilon$  分别为湍动能  $k$  和耗散率  $\epsilon$  的有效湍流普朗特数的倒数.

采用组分输运模型及涡耗散(ED)模型模拟燃烧，即

$$R_{i,r} = v'_{i,r}M_{\omega,i}A\rho\frac{\epsilon}{k}\min\left(\frac{Y_R}{v'_{R,r}M_{\omega,R}}\right),$$

$$R_{i,r} = 2v'_{i,r}M_{\omega,i}AB\rho\frac{\epsilon}{k}\frac{\sum_p Y_p}{\sum_j v'_{j,r}M_{\omega,j}}.$$

式(6),(7)中： $v'_{i,r}, v''_{i,r}$  分别为物质  $i$  在反应  $r$  中的反应物和生成物的化学恰当比系数； $M_{\omega,i}$  为物质  $i$  的相对分子质量； $N$  为生成物的总个数； $Y$  为组分质量分数； $A, B$  为经验常数，分别约等于 4.0 和 0.5.

辐射模型采用 DO(discrete ordinates)模型. 天然气假定为纯甲烷，甲烷燃烧反应过程包含有上百个中间反应，其计算工作量大，不便于工程应用. 为了满足工程需要，采用两步反应系统，即



压力速度的耦合采用 SIMPLE 算法，压力项采用 PRESTO! 差分格式，对流项均采用二阶迎风差分格式.

3.2 模型建立和网格划分

文中数值模拟主要研究的是灶具燃烧器的火焰状况. 实验测试发现，该灶具不存在火焰分布不均匀的现象. 因此，建模时不考虑引射段和混合段，可以有效地减少网格数量和提高网格质量. 图 3 为简化后

的灶头。

除燃气灶头部以外，还需将燃气灶上部的被加热部分考虑进来，计算域设为燃烧器直径的 5 倍，在数值模拟中用相同尺寸的封闭圆柱体替代<sup>[6]</sup>。该模型计算域较大，混合网格可以在保证计算结果准确的前提下，尽量减少网格数量，即在灶台上部和燃烧器火孔外围的规整区域采用结构网格，在内外环火孔中间的主燃烧区采用四面体非结构网格，同时在主燃烧区和锅底锅侧换热区对网格进行加密，提高计算结果的准确性。网格划分，如图 4 所示。由图 4 可知：通过网格独立性分析，420 万的总网格数量能同时保证计算精度和速度。

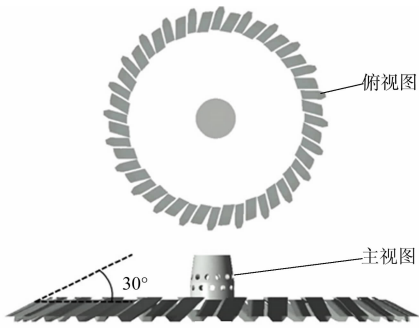


图 3 灶头简化后示意图  
Fig. 3 Simplified schematic of burner

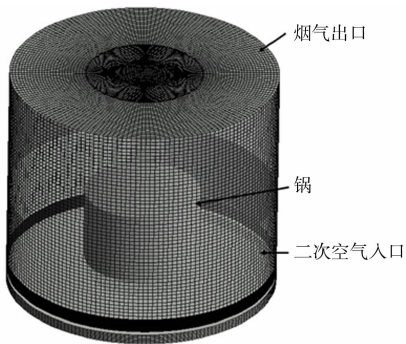


图 4 网格划分示意图  
Fig. 4 Computational grid

3.3 模拟工况设置

根据灶具的实际使用情况，设置计算域的操作压力为 0.101 MPa，环境温度为 298.15 K。气体的密度和定压比热容根据物性参数表，均设置为温度的函数。

甲烷-空气混合气和二次空气的入口边界均采用速度入口，二次空气入口速度设为  $0.1\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，出口边界采用压力出口。锅壁面边界采用固壁无滑移的对流换热边界条件，保证换热热阻和实验测量值相同，设置对流换热系数为  $1\,000\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ ，水温取实验时的平均水温 328.15 K，锅底厚度为 2.5 mm，锅侧壁厚为 1.8 mm。根据实验所测内外环负荷和一次空气系数，分别计算出灶头火孔的出口流速和组分。具体边界条件值，如表 3 所示。表 3 中： $\omega$  为体积分数。

表 3 火孔混合气的模型边界条件

Tab. 3 Boundary conditions

位置	入口速度/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	入口湍流 强度/%	入口水力 直径/mm	$\omega(\text{CH}_4)/\%$	$\omega(\text{O}_2)/\%$	$\omega(\text{N}_2)/\%$	一次 空气系数
内环上部	3.57	10	2.00	8.93	21.4	69.67	0.6
内环下部	3.31	10	2.00	8.93	21.4	69.67	0.6
外环	1.02	10	3.05	8.93	21.4	69.67	0.6

4 结果和讨论

4.1 燃气灶流场和温度场分析

大气式燃气灶工作过程中，总热量来源于燃气燃烧释放的化学能，以及参与反应的燃气和空气带来的热量，后者可以忽略不计。根据能量守恒可得

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \quad \eta = Q_1/Q. \tag{10}$$

式(10)中： $Q$  为燃气燃烧释放的化学能； $Q_1$  为锅体和水的吸热； $Q_2$  为烟气带走的热量； $Q_3$  为火焰对环境和灶台的热损失； $Q_4$  为不完全燃烧热损失；单位均为 kW； $\eta$  为理论热效率。

数值模拟采用的是直径为 30 cm 的上限锅，是在最大负荷下的稳态模拟，因此采用收敛后各部分的热流量代替加热段总热量的时均平均值。统计结果显示：燃气燃烧释放的化学热  $Q$  为 3.49 kW；烟气带走的热流量  $Q_2$  为 1.48 kW；火焰对环境和灶台的热损失为 0.08 kW；锅底与火焰通过对流和辐射换热的热流量分别为 1.16, 0.24 kW；在锅侧壁处二者分别为 0.44, 0.09 kW；烟气出口处的  $\text{CH}_4$  和  $\text{CO}$ ，其

量级仅为入口燃气的  $10^3$ . 因此, 不完全燃烧热损失  $Q_4$  可忽略不计; 热效率  $\eta$  为 55.3%, 与实验所测得 59.75% 误差值为 4.45%.

主燃区的速度矢量图和温度分布, 如图 5, 6 所示. 由图 5, 6 可知: 主燃区的流场和温度场与实验观测结果相近, 说明建立的嵌入式燃气灶数值模型具备可行性.

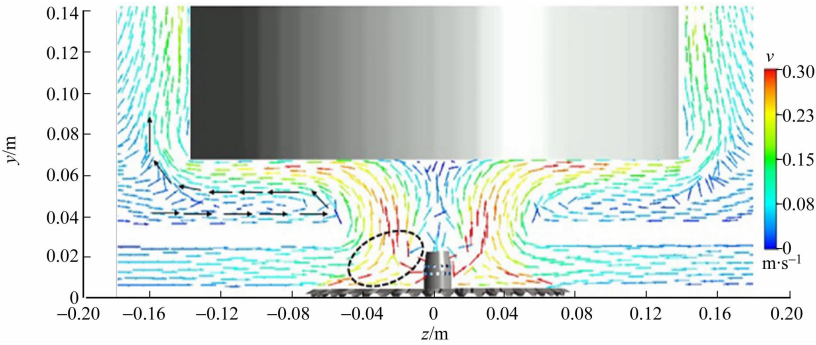


图 5 主燃烧区速度矢量图  
Fig. 5 Velocity vector in main combustion zone

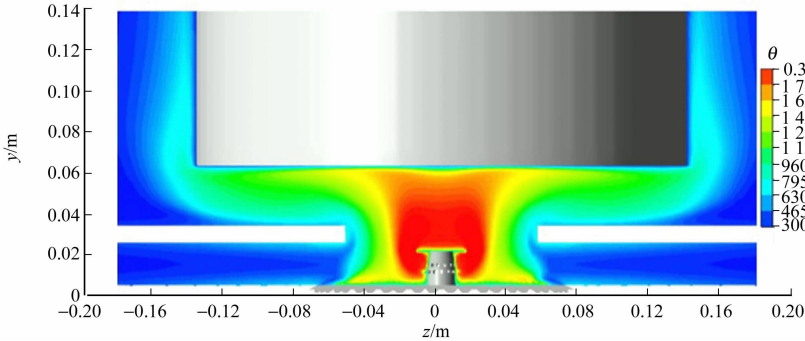


图 6 主燃烧区温度分布  
Fig. 6 Temperature in main combustion zone

王三石<sup>[9]</sup>通过实验结合理论计算对比了嵌入式和台式燃气灶的烟气热损失, 发现前者比后者高 12.2%, 主要是由于嵌入式燃气灶二次空气供应不便, 要求锅支架高度较高. 文中所用嵌入式燃气灶设计锅支架高度为 35 mm, 而台式燃气灶所设计的锅支架高度一般低于 20 mm. 由图 5 可知: 来自四周的冷空气大部分并未参与反应, 但被锅底外围迎面而来的高温烟气加热, 随烟气流走, 增大了烟气热损失. 由图 6 可知: 高温燃烧区主要位于锅底中心区域, 锅底四周火焰温度迅速降低, 差值达 400 ℃. 这是由于锅支架与灶台之间混入了较多外界的冷空气, 减小了火焰与锅底的换热, 增大了烟气带走的热量损失. 模拟数据发现, 烟气带走的热量损失占总损失的 95%, 而火焰对环境 and 面板的热损失仅占 5% 且这部分损失很难降低. 因此, 可以通过减少烟气的热量损失来提高热效率.

4.2 灶具燃烧器的优化分析

4.2.1 锅支架高度 研究锅支架高度 ( $H$ ) 对燃气灶热效率和燃烧产物中 CO 摩尔分数的影响, 如图 7 所示. 图 7 中:  $\eta$  为热效率;  $x$  为 CO 摩尔分数. 由图 7 可知: 锅支架高度直接影响着燃气燃烧及火焰与锅体的有效换热. 根据国标规定, 在距离锅底 40 mm 水平截面处, 测定燃烧产物的 CO 摩尔分数. 锅支架高度低于 20 mm 时, 热效率与 CO 摩尔分数均偏高. 随着锅支架高度升高, CO 摩尔分数逐渐降低, 最终趋于定值. 这是由于锅支架高度直接影响二次空气的补给.

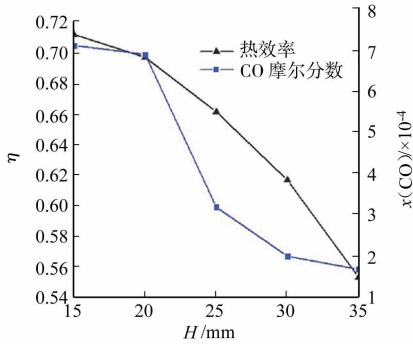


图 7 锅支架高度对燃气灶热效率和 CO 摩尔分数的影响  
Fig. 7 Effect of pot stand height on thermal efficiency and CO mole fraction of gas stove

点燃大气式燃气灶从火孔喷出的半预混气体, 未燃尽气

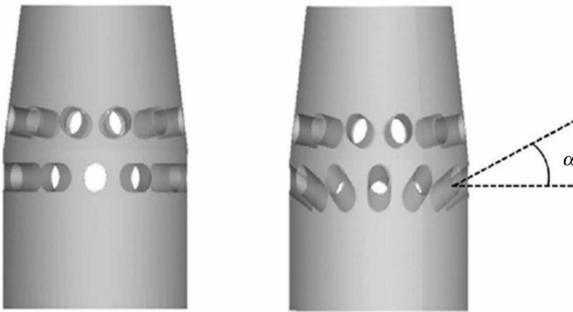


体依靠扩散作用从周围获得燃烧所需要的氧气(二次空气),嵌入式燃气灶灶头低于面板,二次空气的补给空间比台式燃气灶更小;同时,锅支架高度越低,火焰更易与冷锅底接触而影响燃烧,火焰与二次空气的接触面积减小,不完全燃烧加剧,燃烧产物中 CO 摩尔分数增大.当锅支架高度大于 30 mm 时,CO 摩尔分数小于 0.020 0%,摩尔分数基本不再降低.二次空气的补给充足,对不完全燃烧的影响可以忽略.但当锅支架高度从 15 mm 增大至 35 mm,热效率降低了 16%.这是由于在锅支架高度较低时,锅底主燃区的空间减小,并且二次空气补给面小,火焰向周围的幅散面积更大,火焰与锅底的接触面积增加,增加了锅底的有效吸热量,热效率增大明显.

黄亚继等<sup>[6]</sup>研究发现,台式燃气灶满足高热效率且低 CO 摩尔分数的适宜锅支架高度为 19 mm,文中采用的嵌入式燃气灶锅支架高度应略高于台式,在锅支架高度 25 mm 时,CO 摩尔分数为 0.030 5%,热效率接近 60%,与其相吻合.

4.2.2 燃气灶内环下部火孔喷射角度 所研究的嵌入式燃气灶的内外环火孔喷出的火焰呈对冲状,对冲交点位于面板下部,对该燃烧器进行结构优化,修改内圈下部 12 个火孔的角度( $\alpha$ ),从 0°增至 60°,间隔 15°,同一锅支架高度设置 5 组工况进行数值模拟,如图 8 所示.

不同锅支架高度下,内环下部火孔角度对热效率影响,如图 9 所示.由图 9 可知:内环下部火孔角度在锅支架高度较低时影响较大,随着角度增大,热效率先增大后减小,在 30°时存在一个峰值.这是由于  $\alpha$  增大,使得内外环火焰的对冲交点向上移动,在交点处燃烧反应剧烈.高温区的位置上升,有利于火焰与锅底的辐射和对流换热,且下部区域温度相对较低,减少了对灶台的热损失,有利于提高整体热效率.当  $\alpha$  大于 30°左右时,热效率有所降低,这是由于内环顶部存在盖板,影响交点处气体流动.当锅支架高度大于 30 mm 时, $\alpha$  对于热效率的影响较小,难以判别.这是由于燃烧反应空间充足,对冲交点对燃烧反应的影响可以忽略.锅支架高度对热效率的影响较大,锅支架高度由 35 mm 降至 15 mm,热效率增幅在 15%以上,而调整  $\alpha$  对热效率的增幅仅在 2%左右.



(a) 优化后 (b) 优化后

图 8 优化前后的内环结构

Fig. 8 Inner before and after optimization

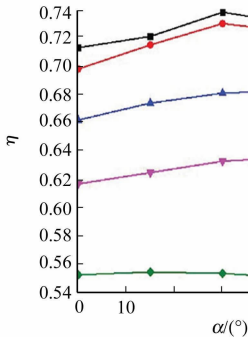


图 9 不同锅支架高度下内环下部火孔角度与热效率的关系

Fig. 9 Lower hole angle of inner ring and thermal efficiency among different pot bracket heights

综上,当锅支架高度为 25 mm, $\alpha$  为 30°时,能满足热效率较高且 CO 排放较低的要求.在此条件下,优化前后各项得热的统计,如表 4 所示.

表 4 优化前、后热效率对比

Tab. 4 Thermal efficiency of before and after optimization

项目	锅底对流换热/kW	锅底辐射换热/kW	锅侧对流换热/kW	锅侧辐射换热/kW	烟气热损/kW	面板热损/kW	总反应热/kW	热效率/%
优化前	1.16	0.24	0.44	0.09	1.48	0.08	3.49	55.3
优化后	1.41	0.49	0.40	0.05	1.04	0.06	3.45	68.1

由表 4 可知:锅底对流换热和辐射换热的热流量分别提高 21.5%和 104%;由于锅底换热增大,导致从锅底流出的烟气温度降低,锅侧的对流和辐射换热热流量分别降低 9.1%和 44.4%.优化后烟气带走的热量损失减小 29.7%,且统计出口处 CH<sub>4</sub> 和 CO,其量级均小于入口燃气的 10<sup>-3</sup>,不完全燃烧损失可以忽略.优化后,热效率提升至 68.1%,相较初始模型的 55.3%,增幅 23.1%,优化方案效果显著.

5 结 论

1) 对某嵌入式燃气灶进行热效率测试,实验结果显示其热效率基本能达到设计值,但仅能达到国家标准规定的二级能效的最低要求,距离一级能效要求的热效率 63%,仍有 4%的差距.

2) 对该嵌入式燃气灶采用 ANSYSFLUENT 软件进行数值模拟,额定负荷时,模拟所得热效率与实测热效率误差为 4.45%.说明计算流体力学(CFD)模拟用于嵌入式燃气灶的结构优化分析具有可行性.通过对流场和温度场分析发现,该嵌入式燃气灶的火孔与锅底距离过大,过量二次空气降低了高温外焰的温度,同时携带大量热量随烟气流走,烟气热损占燃气燃烧释放总热量的 42.4%,热效率较低.内外环火焰对冲的交点位置较低,面板下部反应剧烈,温度高,火焰对面板的热损失较大,也导致热效率低.

3) 随着锅支架高度减小,热效率逐渐降低,锅支架高度降至 15 mm 时,热效率为 71.3%,CO 摩尔分数为 0.071 1%,与原模型相比,热效率提高 16%,CO 摩尔分数上升至 0.054 4%.内环下部火孔角度  $\alpha$  对热效率的影响幅度在 2%以内,锅支架高度低于 25 mm, $\alpha$  为 30° 时存在峰值,锅支架高度大于 25 mm 时, $\alpha$  的影响可以忽略.

4) 锅支架高度为 25 mm, $\alpha$  为 30° 时,满足热效率较高且 CO 排放较低,模拟结果显示,其热效率由 55.3% 提升至 68.1%,优化效果显著.

参考文献:

[1] 韩光洁,彭世尼.从技术层面看国内燃气灶具的发展[J].城市燃气,2014(2):13-15. DOI:10.3969/j.issn.1671-5152.2014.02.003.

[2] 罗从杰,杨小红,廖菁.研究探讨提高大气式家用燃气灶具热效率的方法[J].能源研究与管理,2010(2):69-71. DOI:10.3969/j.issn.1005-7676.2010.02.020.

[3] 薛兴,刘芳.锅支架高度对燃气灶热效率影响的数值模拟[J].装备制造技术,2012(11):42-43. DOI:10.3969/j.issn.1672-545X.2012.11.015.

[4] 张杨竣,高文学,王启,等.天然气大气式灶具的 CO 排放特性预测[J].天然气工业,2016,36(11):111-118. DOI:10.3787/j.issn.1000-0976.2016.11.015.

[5] 周亮.提高家用大气式燃气灶热效率的方法[J].煤气与热力,2014,34(5):29-32. DOI:10.3969/j.issn.1000-4416.2014.05.009.

[6] 黄亚继,张强,邵志伟,等.锅支架高度对燃气灶性能的影响规律[J].热科学与技术,2015(1):75-81. DOI:10.13738/j.issn.1671-8097.2015.01.013.

[7] ÖZDEMİR İ B,KANTAŞ M. Investigation of partially-premixed combustion in a household cooker-top burner[J]. Fuel Processing Technology,2016,151:107-116. DOI:10.1016/j.fuproc.2016.04.039.

[8] SOWGATH M T,RAHMAN M M,NOMANY S A,et al. CFD study of biomass cooking stove using autodesk simulation CFD to improve energy efficiency and emission characteristics[J]. Chemical Engineering,2015,45:1255-1260. DOI:10.3303/CET1545210.

[9] 王三石.嵌入式灶具燃烧器结构与热工性能改善研究[D].重庆:重庆大学,2009.

[10] JUGJAI S,RUNGSIMUNTUCHAR T N. High efficiency heat-recirculating domestic gas burners[J]. Experimental Thermal and Fluid Science,2002,26(5):581-592. DOI:10.1016/S0894-1777(02)00164-4.

[11] 罗畅.基于 FLUENT 的灶具流动及燃烧数值模拟软件的二次开发[D].武汉:华中科技大学,2013.

(责任编辑: 陈志贤      英文审校: 崔长彩)