

文章编号:1000-582X(2010)10-050-07

冷凝式燃气热水器级间连接段流场分析

何川^a, 梁红强^a, 王延军^a, 段志强^a, 王丹^a, 龙天渝^b

(重庆大学 a. 动力工程学院; b. 城市建设与环境工程学院, 重庆 400044)

摘要:通过对冷凝式燃气热水器内部烟气流场的分析,提出了用收缩烟道连接冷凝式燃气热水器的两级换热器,并在冷凝段下方布置带孔斜板收集冷凝水的新型结构,用数值模拟方法对级间连接段的流场进行了研究。研究发现,收缩段的结构对冷凝式燃气热水器的性能有重要影响,其斜板的倾角和板上孔的分布以及换热管的排列存在着最佳结构,采用该结构的收缩段,可以使烟气以较高的速度均匀地流过冷凝换热管,从而有效地提高其换热效率。

关键词:节能减排;冷凝式燃气热水器;不可压缩流体;数值研究

中图分类号:TK124

文献标志码:A

Investigation on the flow field in the connection section between two heat exchangers of a condensate gas water heater

HE Chuan^a, LIANG Hong-qiang^a, WANG Yan-jun^a, DUAN Zhi-qiang^a,
WANG Dan^a, LONG Tian-yu^b

(a. College of Power Engineering; b. College of Urban Construction and Environmental
Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: This paper investigates a new type of condensate gas water heater, which consisted of a burner, a high temperature heater exchanger (i. e. rut exchanger) and a low temperature heater exchanger (i. e. subjoin exchanger or condensate exchanger). These components are set vertically one by one with a same rare plane. The subjoin exchanger is set at top and smaller in width than the rut exchanger and burner. A lean plane with some holes is set in the connect channel between the two exchangers aslant. As the flue gas flow crows the subjoin heater exchanger, the gas temperature will be below the dew point, and the same steam in the gas condensed into water. These blobs drip to the lean plane and are collected through the holes on the plane. The flow field of the connect channel and subjoin exchanger affected by the dip angle and holes distribution of the lean plane is investigated with CFD. The results show that there is a suitable configuration about the dip angle, hole's diameter and distribution of the lean plane. With that configuration, the flue gas can wash the tubes of the subjoin heat exchanger homogeneously in a higher velocity than the rut exchanger does.

Key words: energy conservation; discharge reduction; condensation gas water heater; incompressible fluid; numerical simulation

随着城市燃气事业的迅速发展和人民生活水平的不断提高,燃气热水器已经成为家庭必备的卫浴

器具,进一步提高燃气热水器的效率,实现节能减排,是近年来的研究热点。

收稿日期:2010-05-15

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50876118)

作者简介:何川(1955-),男,重庆大学教授,主要从事流体流动与传热的研究,(E-mail)hechuan@cqu.edu.cn。

据测试,大多数燃气热水器的排烟温度在 140 ℃左右,热效率约为 84%,只能达到二级能效标准。在普通燃气热水器的尾部增加一段换热器,降低排烟温度,是提高其热效率最简捷的方法。因为烟气温度比较低,所增加的这段换热器中会有冷凝液产生,既有显热的对流换热,也有潜热的冷凝换热,一般把这种形式的水器称为冷凝式燃气热水器,在尾部的换热器称为冷凝换热器。由于冷凝液溶解了部分燃烧产生的有害物质,故采用冷凝式燃气热水器具有节能减排的双重效能。北京建筑工程学院的艾效逸等的测试^[1]表明,与相同条件下的非冷凝式产品相比,冷凝式的热效率可高出 10%。重庆大学的谭顺民等的试验结果^[2-5]则表明,其热效率可以比普通热水器净增 12%。比较他们所用热水器的结构,发现其冷凝段换热器内部的流动状况对总的换热效率有着重要的影响。同济大学的潘新新等在对冷凝式燃气热水器的防腐研究^[6]时发现,不同结构的水器,其内部烟气的流动状况不同,受到的腐蚀程度也各异。因此,研究冷凝式燃气热水器的结构及其内部流动状况,对提高冷凝段的换热效率和减轻酸性冷凝液的腐蚀有重要意义。

魏敦崧等提出如图 1 所示的冷凝式燃气热水器结构^[7],其燃烧器、显热段换热器、冷凝段换热器、集液盘从上至下依次布置。在热水器上部产生的高温烟气向下流动,依次经过显热段和冷凝段。水在各换热器中吸收烟气的显热和潜热后自热水出口管流出,烟气在放热后温度可降至 60 ℃左右,从下部烟道排出。冷凝段中产生的冷凝水在自身重力和烟气冲刷作用下滴落到下方的集液盘中,经冷凝液导管排出。这种结构的水器可称为烟气向下流动型。采用这种结构,冷凝液不会对上部的显热段产生影响,只需对冷凝段和下部烟道作防腐处理,但其烟气流动的方向与自然对流方向相反,且整个系统处于正压运行状态,存在安全隐患。

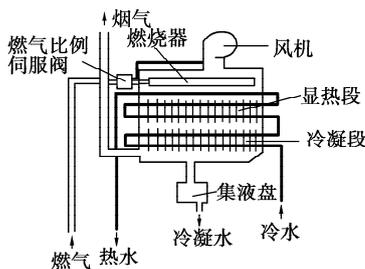


图 1 烟气向下流动型

谭顺民等提出了向上流动型的结构^[8](如图 2

所示)。其燃烧器布置在热水器的下部,燃烧产生的高温烟气由下至上依次经过显热段换热器和冷凝段换热器,由上部烟道排出。显热段和冷凝段之间设置有一块经防腐处理的托盘,冷凝液向下滴落到托盘中,经细管排出。采用这种结构,烟气的流动方向与自然对流一致,但以小倾角放置的托盘破坏了烟气的流动均匀性,使冷凝段内各处的流动状况存在较大的差异,换热效率不高,且局部区域腐蚀严重。郑永新等提出了 2 种改进的连接结构^[9]。

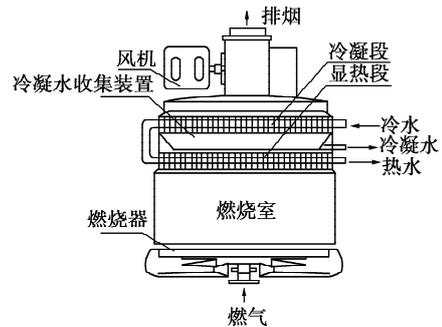


图 2 烟气向上流动型

图 3 所示连接结构 A 的水器中,冷凝段与显热段宽度相等,两者之间布置有收集冷凝液的中间板和水槽。中部的冷凝液落到中间板上并流入两侧水槽中,两侧的冷凝液直接落入水槽,再由排水孔排出。向上流动的烟气经过中间板和两侧水槽的间隙进入冷凝段。使用该结构可有效地收集冷凝液,但烟气流动的间隙较窄,流动阻力大,同时烟气在中间板上方会产生漩涡,影响了烟气对冷凝段冲刷的均匀性,降低了冷凝段的换热效率。图 4 所示连接结构 B 中,冷凝段的宽度小于显热段,在冷凝段下方布置与其宽度相等的集液槽,冷凝液直接落入该槽中,经由排水孔流走。由于冷凝段宽度小于显热段,经

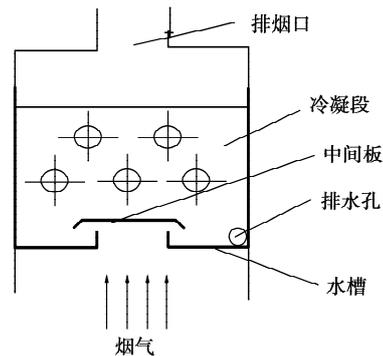


图 3 连接结构 A

过收缩流道进入冷凝段的烟气有较高的速度,可望提高换热效率。但烟气以侧向通过“小门”的方式进入冷凝段,导致冷凝段前后管间的流动及换热状况严重不均,使其提高整体换热效率的作用不明显。

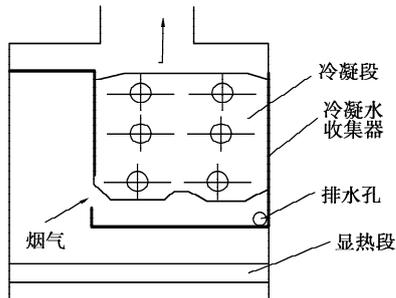
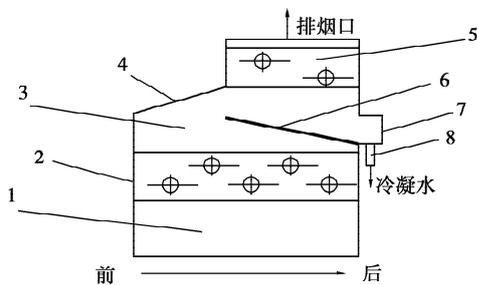


图 4 连接结构 B

基于上述分析,笔者提出一种新型的收缩式连接结构(如图 5 所示)。该结构中,冷凝段宽度小于显热段,两者之间用收缩通道连接,通道的前壁面向热水器内侧倾斜,后壁面平直布置。在冷凝段下方沿热水器前后方向倾斜布置与其宽度相等的集液板,集液板上开有若干小孔,板上覆盖耐腐蚀滤网,冷凝液落入该板后,经由收集槽和排放管流走。大部分烟气经过前壁面与集液板形成的流道进入冷凝段,少量烟气经小孔进入冷凝段,以消除板后绕流所形成的漩涡。由于冷凝段宽度小于显热段,经过该流道进入冷凝段的烟气有较高的速度,可望提高换热效率。



注:1. 燃烧室;2. 显热段;3. 连接段烟道;4. 倾斜壁面;
5. 冷凝段;6. 冷凝液收集斜板;7. 冷凝液收集槽;8. 冷凝液排放管

图 5 收缩型冷凝式燃气热水器结构示意图

1 连接段烟道流场的数值研究

为保证这种新型连接结构能够使冷凝段的传热以及耐腐蚀都具有良好的属性,烟气对冷凝段各换热管绕流的均匀性至关重要。为此,采用数值模拟

的方法对前壁面的倾角、集液板上开孔与否以及开孔状况、集液板倾角和冷凝段换热管的排列情况等结构参数对收缩流道及冷凝段烟气流动均匀性的影响进行了研究。

1.1 物理模型及网格划分

以两级换热器之间的烟道连接段及冷凝段作为计算区域,其物理模型如图 6 所示。 AB 边为烟气进口边界, EF 为烟气出口, $ACDE$ 边和 BHF 边为外壁面边界,①、②为冷凝段 2 根换热管,而 GH 为集液板。由于烟气经过换热管时会产生绕流分离涡,所以必须在出口烟气充分发展后才能准确的给定出口边界条件,为保证计算的稳定性及物理模型的可靠性,将出口区域进行了适当的延长。采用 GAMBIT 对该模型进行四边形结构化网格划分,在试算时对模型网格进行多次加密,确保网格结构对计算结果的影响可以忽略,最终网格总数定为 30546。模型网格划分如图 7 所示。

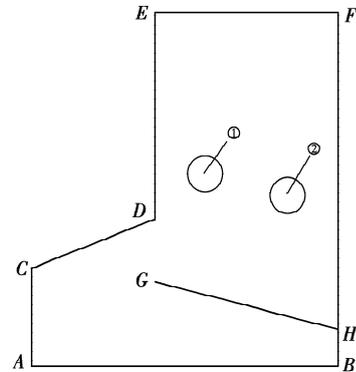


图 6 物理模型

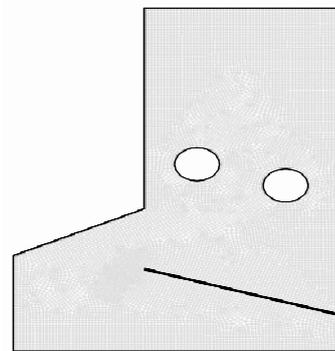


图 7 模型网格

1.2 数学模型

基本控制方程组:

$$\text{连续性方程: } \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0,$$

$$\begin{aligned} \text{动量方程: } & \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \\ & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right], \\ \text{k 方程: } & \rho u_j \frac{\partial K}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \\ & \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \epsilon, \\ \text{\epsilon 方程: } & \rho u_k \frac{\partial \epsilon}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_k} \right] + \frac{c_1 \epsilon}{k} \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \\ & \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - c_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}. \end{aligned}$$

1.3 边界条件及数值计算方法

燃气热水器在夏天的耗气量比冬天少,以热水出口流量 10 L/min 为例,天然气耗量大约在 1.80 ~ 1.93 m³/h 范围,其显热段换热器的出口烟气速度相应应在 1~1.2 m/s 内变化。在计算过程中,假定烟气为不可压缩粘性流体,烟气的入口 AB 边为速度进口边界条件,分别取为冬季烟气流速和夏季烟气流速,方向垂直于入口处;烟气出口 EF 边为压力出口边界条件,其数值取为环境压力 101 325 Pa; ACDE 边和 BHF 边为无滑移壁面边界条件。

采用有限体积法对控制方程进行离散和求解。同时选用二阶迎风格式对偏微分方程进行差分离散,以获得较准确的计算结果。采用分离式求解方法,压力速度耦合求解采用 Spalding 和 Patankar 提出的 SIMPLE 算法^[10-15]。计算残差收敛到 10⁻⁶ 量阶。

烟气经过收缩段烟道的集液板以及冷凝段换热管时会产生绕流分离涡,参考李玲等人在模拟钝体绕流的经验^[16],选用 RNG k-ε 模型来计算收缩段烟道内烟气的湍流流动。

2 计算结果及分析

图 8 是集液板无开孔时连接段烟道内速度矢量示意图。其进口速度 u 为 1 m/s,前壁面倾角 β (β 为前壁面与水平面所成的锐角) 为 25°,集液板倾角 α (α 为集液板与水平面所成的锐角) 为 15°,冷凝段内 2 根换热管的中心连线所在平面与热水器后壁面成 60° 夹角,两管中心距为 30 mm,各管到壁面的距离相等,均为 18 mm。从图中可以看出,烟气在集液板上方形成了一个很大的漩涡,并且对冷凝段换热管的冲刷也不均匀。

图 9 为集液板上开孔后连接段流道内速度矢量图,其烟气进口速度、前壁面及集液板倾角和冷凝段换热管排列等与图 8 的情况相同,集液板上的透气

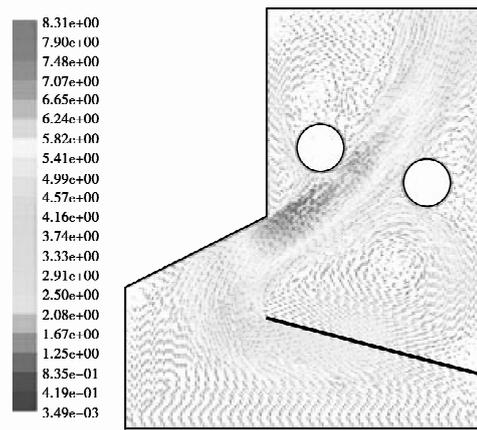


图 8 烟气速度矢量图 ($u=1 \text{ m/s}, \alpha=15^\circ, \beta=25^\circ$, 集液板没开孔)

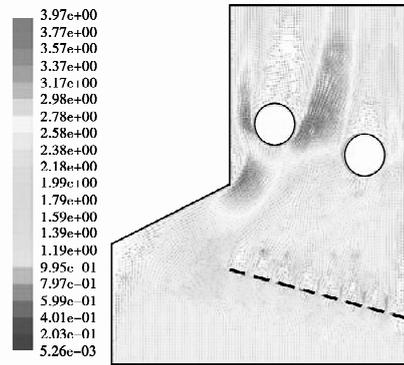


图 9 烟气速度矢量图 ($u=1 \text{ m/s}, \alpha=15^\circ, \beta=25^\circ$, 集液板开孔)

孔均匀分布,孔径为 3 mm,孔间距为 5 mm。从图上可以看出,连接段的烟气速度场有了一定的改善,烟气在板上没有形成漩涡,对冷凝段换热管的冲刷也比较均匀。这主要是由于集液板开孔后,部分烟气可通过板上的透气孔向上流动,这部分烟气阻止了倾斜流道进来的烟气在板后形成漩涡。

图 10~13 为连接段内烟气速度分布图。图 10 中烟气进口速度 u 等于 1 m/s,前壁面倾角 β 等于 20°,集液板倾角 α 为 13°,板上的孔采取非均匀分布,前端布置小孔,后端布置大孔,冷凝段换热管中心间距为 25 mm;图 11 中集液板倾角 α 增大到 18°,其他因素与图 10 一致;图 12 中烟气进口速度 u 为 1.2 m/s,前壁面倾角 β 为 22°,集液板倾角 α 为 23°,冷凝段换热管中心间距取为 23 mm,集液板上孔的分布规律与图 10、图 11 相同;图 13 是在图 12 的基础上集液板倾角 α 增大到 25° 时而得到的烟气流动状况。从图可知,连接段内部烟气流动的均匀性和

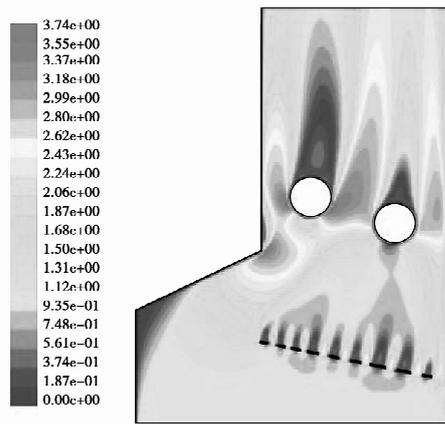


图 10 烟气速度分布图
($u=1 \text{ m/s}, \alpha=13^\circ, \beta=20^\circ$)

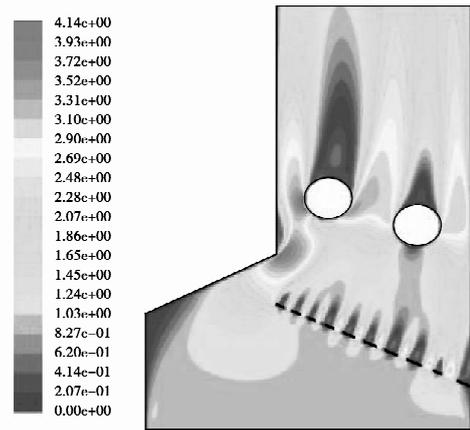


图 13 烟气速度分布图
($u=1.2 \text{ m/s}, \alpha=25^\circ, \beta=22^\circ$)

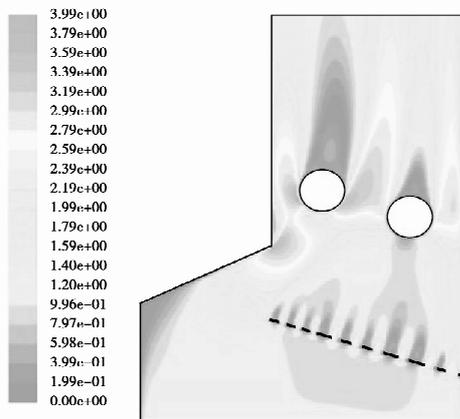


图 11 烟气速度分布图
($u=1 \text{ m/s}, \alpha=18^\circ, \beta=20^\circ$)

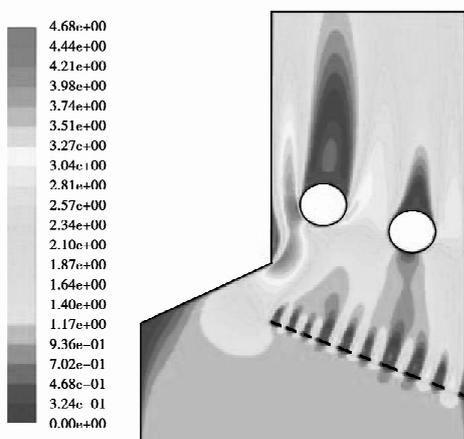


图 12 烟气速度分布图
($u=1.2 \text{ m/s}, \alpha=23^\circ, \beta=22^\circ$)

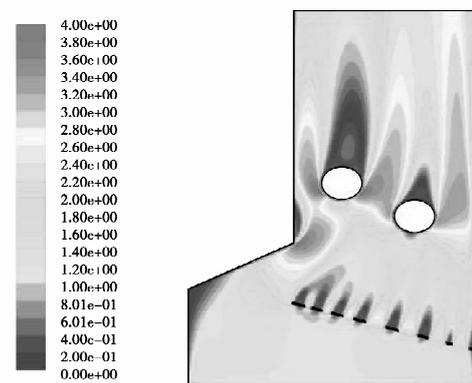


图 14 优选结构对应的烟气速度分布图

速度的大小随着开孔集液板倾角 α 、板上孔的分布状况、前壁面的倾角 β 和冷凝段换热管的中心距变化而改变。在前壁面倾角为 20° 、集液板倾角为 18° 以及板上孔的分布采取前端布置小孔, 后端布置大孔的方式时, 烟气对冷凝段的冲刷比较均匀。

图 14 是在对集液板倾角、板上孔的分布、前壁面倾角以及冷凝段换热管的排列等结构参数按正交试验方法优选后, 所得到的最佳结构在家庭使用条件下热水器连接段内的烟气流动数值模拟的速度分布。

3 对比实验

仿照文献[2]所采用的对比方法, 按照数值模拟得到的最佳结构, 制作了一个具有收缩型连接段的冷凝式换热器, 接在常规非冷凝式热水器上作为样机, 在相同热水温度和流量的条件下与常规非冷凝式燃气热水器进行了对比实验。实验在图 15 所示的系统中进行。实验气源采用重庆市液化石油气($\varphi(\text{C}_3\text{H}_8)$)

50%, $\varphi(C_4H_{10})50\%$),低热值为 $H_L = 100 \text{ MJ/m}^3$,采用大气式燃烧方式。

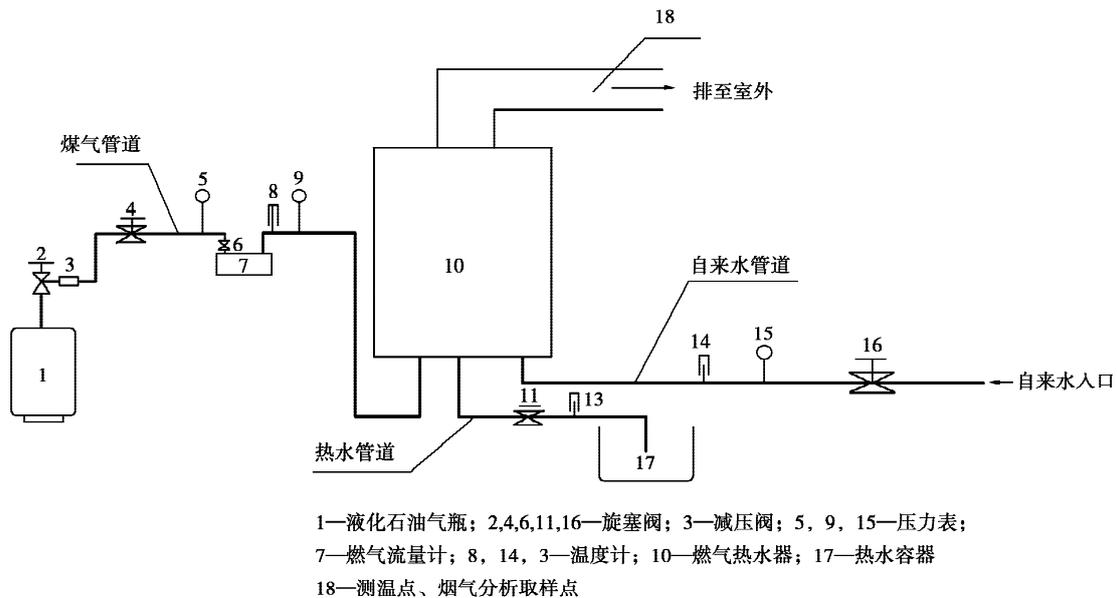


图 15 实验系统图

表 1 列出了部分对比实验结果。

表 1 燃气热水器热工性能比对实验结果

工 况	水 流 量 /(L · min ⁻¹)	进 口 水 温 /°C	出 口 水 温 /°C	燃 气 流 量 /(m ³ · h ⁻¹)	排 烟 温 度 /°C	热 效 率 η /%	
未添加 冷凝式 换热器	1	6	23	37.6	0.26	114	84.9
	2	6	23	40.9	0.32	116	84.6
	3	6	23	43.1	0.36	118	84.4
	4	6	23	49.8	0.48	129	84.4
	5	6	23	52.4	0.53	139	83.9
	6	6	23	56.1	0.60	143	83.4
添加带 收缩型 连接段 的冷凝式 换热器后	1	6	23	37.6	0.22	45	100.3
	2	6	23	40.9	0.28	48	98.4
	3	6	23	43.1	0.31	52	98.0
	4	6	23	49.8	0.42	54	97.6
	5	6	23	52.4	0.46	57	97.5
	6	6	23	56.1	0.52	58	97.2

可以看出,采用收缩型连接段的冷凝式换热器,燃气热效率可提高约 15%,优于文献[1-2]中的结果,这说明所采用的收缩型连接段有效地改变了冷凝段换热器内部烟气的流动状况,从而提高了热水器的总体效率。

4 结 论

基于合理改变冷凝式燃气热水器冷凝段换热器内部烟气流场的思想,提出了一种收缩型冷凝式燃气热水器连接烟道的结构,通过数值模拟的方法研究了该连接段在不同结构参数改变的条件下冷凝段

内烟气的流动状况,得到如下结论:

1)以收缩烟道作为两级换热器的连接烟道,同时在收缩烟道内布置带孔斜板作为冷凝液收集装置,在合理的结构下可使烟气以较高的速度流过冷凝段,提高冷凝段换热效率;

2)集液板倾角 α 、板上孔的分布、前壁面倾角 β 以及冷凝段换热管的排列状况等都可能影响收缩段及冷凝段内的烟气流动;

3)采用集液板开透气孔的方法,可有效地消除烟气在板上方形成的漩涡。

参考文献:

- [1] 艾效逸,王义,傅忠诚,等. 高效燃气热水器的实验研究和节能分析[J]. 工业加热,2002(5):50-52.
AI XIAO-YI, WANG YI, FU ZHONG-CHENG, et al. Experimental investigation and saving energy analysis on high efficiency gas-fired heater [J]. Industrial Heating, 2002(5):50-52.
- [2] 谭顺民,郑利平,罗贤成. 冷凝式燃气热水器的节能分析[J]. 煤气与热力,2003,23(5):287-289.
TAN SHUN-MIN, ZHENG LI-PING, LUO XIAN-CHENG. Energy saving analysis of gas water heater with condensation [J]. Gas & Heat, 2003, 23(5): 287-289.
- [3] 臧子璇,曹登祥,彭晓青. 冷凝式燃气快速热水器排烟温度的探讨[J]. 煤气与热力,1999,19(1):43-46.
ZANG ZI-XUAN, CAO DENG-XIANG, PENG XIAO-QING. Research on flue gas temperature of gas instantaneous water heater with condensation [J]. Gas & Heat, 1999, 19(1):43-46.
- [4] 张玉梅,刘永志. 冷凝式燃气热水器热工性能的研究[J]. 煤气与热力,1998,18(3):38-40.
ZHANG YU-MEI, LIU YONG-ZHI. Research for thermal technical properties of condensation gas-fired water heater [J]. Gas & Heat, 1998, 18(3):38-40.
- [5] 马祖林. 冷凝式燃气快速热水器研究[J]. 重庆建筑工程学院学报,1993,15(3):94-98.
MA ZHU-LIN. Research on gas instantaneous water heater with condensation [J]. Journal of Chongqing Jianzhu University, 1993, 15(3):94-98.
- [6] 潘新新,魏敦崧. 冷凝式燃气热水器的腐蚀防护[J]. 煤气与热力,2005,25(8):11-15.
PAN XIN-XIN, WEI DUN-SONG. Anti-corrosion of condensing gas water heater [J]. Gas & Heat, 2005, 25(8):11-15.
- [7] 徐德明,周高云,魏敦崧,等. 冷凝式燃气热水器换热装置研究[C]. 中国城市燃气学会应用专业委员会2005年会论文集. 天津:2005,163-169.
- [8] 谭顺民. 天然气冷凝式热水器的研究[J]. 节能,2002(5):13-16.
TAN SHUN-MIN. Research on gas water heater with condensation [J]. Energy Conservation, 2002(5): 13-16.
- [9] 郑永新,叶远璋,姚克农,等. 冷凝式燃气热水器[M]. 重庆:重庆大学出版社,2008.
- [10] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2版. 西安:西安交通大学出版社,2001.
- [11] 帕坦卡 SV. 传热与流动的数值计算[M]. 张正译. 北京:科学出版社,1989.
- [12] BLOSCH E, SHYY W, SMITH R. The role of mass conservation in pressure-based algorithm [J]. Numer Heat Transfer, Part B, 1883, 24:415-429.
- [13] GRESHO P M. A simple question to SIMPLE users [J]. Numer Heat Transfer, Part A, 1991, 20:123.
- [14] SHYY W, MITTEL R. Solution methods for the incompressible Navier Stokes equations [C]. The handbook of fluid dynamics. Boca Raton: CRC Press, 1998.
- [15] VAN DOORMAAL J P, RAITHBY G D. Enhancement of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flow [J]. Numer Heat Transfer, 1984, 7:147-163.
- [16] 李玲,李玉梁. 应用基于 RNG k- ϵ 方法的湍流模型数值模拟钝体绕流的湍流流动[J]. 水科学进展,2000, 11(4): 257-261.
LI LING, LI YU-LIANG. Numerical simulation of turbulent flow around bluff bodies using the RNG k-turbulent model [J]. Advances In Water Science, 2000, 11(4):257-261.

(编辑 陈移峰)