

煤粉加压气化炉膜式螺旋管和蛇形管 对流传热特性研究

赵振兴¹, 杨震^{1,2}, 刘宏¹, 常勇强¹, 曹子栋¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 上海锅炉厂有限公司, 200245, 上海)

摘要: 对煤粉加压气化炉对流段的不同换热结构进行了换热特性的实验研究, 其中换热结构包括膜式螺旋管环形通道换热器和膜式蛇形管平行通道换热器, 实验气体为单质气体 N_2 、He 及其混合气, 实验压力为 0.5~3.5 MPa. 为此, 针对不同冲刷形式、不同气体和压力提出了换热器换热系数及其扩展的计算方法, 同时给出了典型冲刷形式的对流换热的关联式和适用条件. 实验研究表明: 冲刷形式对换热系数有很大影响, 单通道和多通道换热系数与换热面积之间呈加权平均的关系; 在相同换热条件下, 膜式螺旋管环形通道换热器的换热系数高于膜式蛇形管平行通道换热器.

关键词: 高压气体; 膜式螺旋管; 膜式蛇形管; 对流换热

中图分类号: TK11 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)01-0010-05

Heat Transfer Characteristics of Different Heat Transfer Structures in Gasification Convective Syngas Cooler

ZHAO Zhenxing¹, YANG Zhen^{1,2}, LIU Hong¹, CHANG Yongqiang¹, CAO Zidong¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Shanghai Boiler Works Ltd., Shanghai 200245, China)

Abstract: An experiment was conducted to study the heat transfer characteristics for a convection cooling section with the different heat transfer structures at high temperature and pressure in a coal pressurized gasifier. The heat transfer structures included an annular channel heat exchanger with membrane spiral tubes and a parallel channel heat exchanger with membrane serpentine tubes. In this study, the high pressure single gas (He or N_2) and mixture gas (He+ N_2) were used to replace the high pressure syngas, and the test pressure for each gas was from 0.5 MPa to 3 MPa. The heat transfer coefficients and extension method under different working pressure, gas composition and flow forms were presented. The correlations of the typical flow forms and their applicable condition were obtained. The results show that flow form greatly influenced the heat transfer coefficient of the high pressure gas convection. The heat transfer coefficients of the single annular channel heat exchanger and multi-annular channel heat exchanger displayed the area-weighted average relation. In addition, the heat transfer capacity of the annular channel heat exchanger with membrane spiral tubes was higher than that of the parallel channel under the same heat transfer conditions.

Keywords: high pressure gas; membrane spiral tube; membrane serpentine tube; convective heat transfer

整体煤气化联合循环(IGCC)技术具有效率高、环境污染小等特点,所以已成为我国电力行业发展的新方向. IGCC 系统的关键技术之一是粗煤气冷却技术,即通过采用废热锅炉对高温合成气的显热进行回收,可使 IGCC 电站效率提高 4%~5%. 在现有气化炉中主要有 2 种煤气冷却形式:辐射冷却和对流冷却. 在对流冷却中,主要采用膜式螺旋管和膜式蛇形管这 2 种换热结构,通常称之为膜式螺旋管环形通道换热器和膜式蛇形管平行通道换热器,该换热结构具有结构紧凑、承压能力好、换热能力强等特点. 近年来,很多科研机构对普通螺旋管^[1-4]和蛇形管^[5-7]的流动与传热进行了大量的研究,但大部分都停留在管内工质的流动和换热,对于管外通道内气体的换热特性仅进行了定性分析^[8-11]. 因此,本文在高温、高压下对这 2 种换热结构的换热能力进行了实验研究,即在不同结构和不同冲刷形式下,实验研究了三圈式膜式螺旋管环形通道换热器和三排式膜式蛇形管平行通道换热器的换热特性和换热能力.

1 实验装置和方法

1.1 实验系统

在西安交通大学实验室搭建的实验台分气侧系统和水侧系统,整个实验系统包括实验段、回热段、冷却段、加热器、压缩机等,实验系统见图 1.

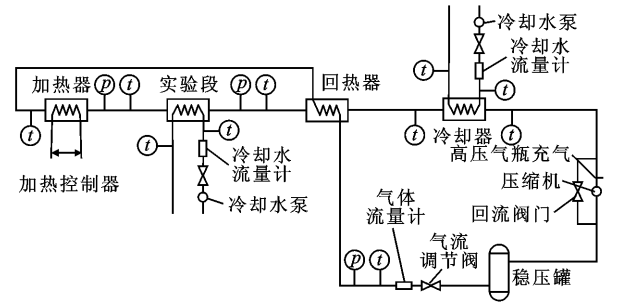


图 1 高压对流传热实验系统

1.2 实验工质

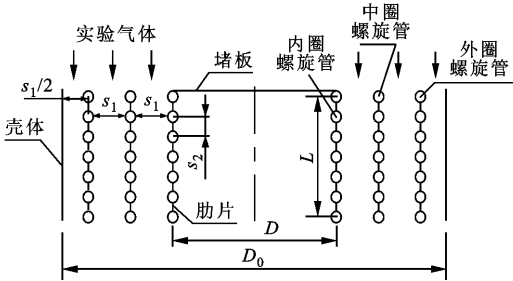
加压粉煤气化炉产生的煤气是一种多组分气体,成分为 CO、H₂、CO₂、H₂O、CH₄、H₂S、N₂ 和 COS,其中 CO 的体积分数约为 50%~60%,H₂ 的体积分数约为 25%~35%. 影响合成气体传热特性的气体主要是 CO 和 H₂,然而 CO 和 H₂ 是有毒、易燃、易爆气体. 考虑到实验的安全性,本实验采用其他物性类似的安全气体代替了 CO 和 H₂. 经过高温、高压下物性的计算对比显示,用 N₂ 替代 CO、用 He 替代 H₂ 与实际气体的误差并不大,所以本文采用 N₂

和 He 且体积比为 2 : 1 的混气体作为模拟煤气.

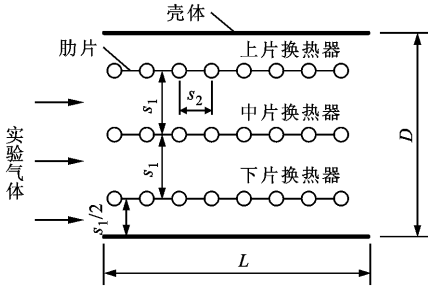
1.3 对流受热面的结构形式

实验换热器结构如图 2 所示. 三圈式膜式螺旋管环形通道换热器如图 2a 所示,其由 3 个同心不同直径的膜式螺旋管组成(内圈代表单侧冲刷换热,中圈代表两边对称冲刷换热,外圈代表两边非对称冲刷换热),内圈膜式螺旋管的中心管两端是封闭的,无气体流过. 实验气体在两层膜式螺旋管构成的环形通道内流动,冷流体为除盐水且在螺旋管内流动,结构尺寸见表 1,其中 s_1 为径向节距, s_2 为轴向节距, L 为换热器长度, W 为换热器宽度, d 为螺旋管外径.

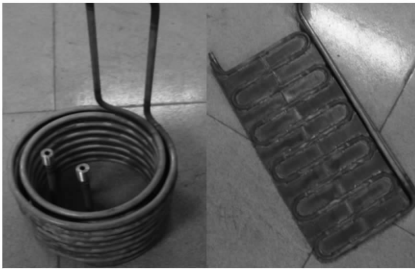
三排式膜式蛇形管平行通道换热器如图 2b 所示,其由 3 个膜式蛇形管组成平行通道,实验气体在蛇形管外的矩形通道内流动,冷却水在膜式蛇形管内流动,流体对换热器的冲刷形式有 2 种:流体对中心平板的对称冲刷和流体对外侧平板的非对称冲刷.



(a)三圈式螺旋管环形通道换热器



(b)三排式蛇形管平行通道换热器



(c)换热器的形式

图 2 实验换热器结构

表 1 对流换热面的结构尺寸

参数	数值	
	膜式螺旋管 环形通道	膜式蛇形管 平行通道
d/mm	10	10
螺旋管壁厚/ mm	2	2
内圈螺旋管直径/ mm	150	
$s_1 \cdot d^{-1}$	2	2
$s_2 \cdot d^{-1}$	2	4
$L \cdot d^{-1}$	13	40
$W \cdot d^{-1}$		19

1.4 实验方法

如图 1 所示,实验系统为一带有回热设备的闭合回路,系统充气达到一定压力之后启动循环压缩机,以促使气体在回路中流动.实验气体先在可控电加热器中加热,通过调节加热器功率使之在不同的工作温度下达到稳定状态(实验段入口温度波动小于 1℃,压力波动小于 10 Pa),然后进行测量.实验段螺旋管内的冷却水由水泵提供,以吸收实验气体的热量,冷却水的进出温度和流量由热电偶和电磁流量计测量.实验数据均由数字采集系统采集并记录和保存.每一种实验气体工况均从 0.5 MPa 开始,实验温度由电加热器控制,热介质温度为 150~450℃,冷介质温度为 20~65℃,实验压力为 0.5~3.5 MPa,雷诺数为 3 900~300 000.

2 换热器换热系数计算

针对环形通道的 3 种冲刷形式分别进行了对流换热研究,图 3 是以 N₂ 为实验气体、在不同冲刷形式下的对流换热系数的变化.为了将不同冲刷形式以及三圈和三排的换热器应用于多圈或者多排换热器,本文提出了按面积加权平均的方法来计算换热器总体平均换热系数.在多组换热器中,除了最内圈膜式螺旋管是单侧冲刷、最外圈膜式螺旋管是两侧非对称冲刷以外,其他的膜式螺旋管均是两侧对称冲刷,所以只要得到 3 种冲刷形式下的换热系数,便可计算出整个换热器的换热系数.图 4 为不同介质

下三圈式换热器平均换热系数的实验与计算结果.从图 4 可以看出,这 2 种方式获得的换热系数基本相同,证明面积加权平均方法可以应用于实际.

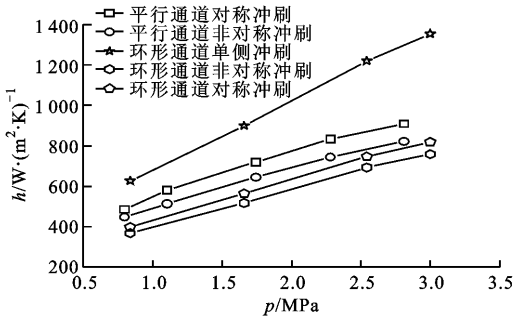


图 3 在 300℃、实验气体为 N₂ 时的平行和环形通道换热器压力与对流换热系数的关系

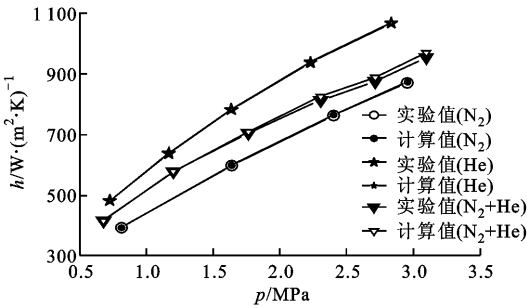


图 4 在 300℃时三圈式环形通道换热器压力与换热系数的关系

3 换热器的换热关联式

通过实验总结出了不同气体工质下膜式螺旋管和膜式蛇形管的 Nu 、 Re 和 Pr ,由此可以得到 Nu 和 Re 、 Pr 的关联式,如表 2 和表 3 所示.这些关联式适用于 He、N₂ 及其混合气体,适用的 Re 范围为 3 900~300 000,压力范围为 0.5~3.5 MPa,误差均小于 10%.

4 不确定度分析

实验结果的准确性主要依赖于实验部件的加工精度和测量设备的精度,由加工精度导致的换热面积的不确定度为 $2 \times 10^{-6} \text{ m}^2$,加热器功率的不确定度为 3%.

表 2 平行通道实验关联式

	两侧对称冲刷	两侧非对称冲刷	三排式平行通道
$s_2/d=4, s_1/d=2$	$0.332\ 8Re^{0.607\ 3}Pr^{1/3}$	$0.303\ 6Re^{0.605\ 7}Pr^{1/3}$	$0.319\ 9Re^{0.604\ 3}Pr^{1/3}$

表 3 环形通道通用试验关联式

单侧冲刷	两侧对称冲刷	两侧非对称冲刷	三排式平行通道
$s_2/d=2, s_1/d=2$	$0.494\ 2Re^{0.716\ 6}Pr^{0.85}$	$0.286\ 1Re^{0.721\ 7}Pr^{0.85}$	$0.170\ 9Re^{0.755\ 9}Pr^{0.85}$
			$0.263\ 2Re^{0.732\ 7}Pr^{0.85}$

由所用的测量仪器可知,热电偶的不确定度为 0.1℃,压力传感器的不确定度为 1.4%,流量传感器的不确定度为 0.18%。通过计算可得, Nu 和 Re 的不确定度为 4.2%和 3.4%。在换热器中,气体温度可高达 450℃,故存在辐射换热,通过计算可以获得这种气体及壁面的最大辐射换热量为总换热量的 2.7%。

5 换热器换热效果对比

由图 3 可知,环形通道单侧冲刷的对流换热系数远大于其他形式。实验表明,高压气体的导热能力是不能忽略的,因为中心管内在充满气体后就相当于在单侧冲刷膜式螺旋管的内侧增加了热介质。在进行数据处理时,应将这一部分的热量计入单侧冲刷的对流换热中。图 3 实验数据是建立在介质体积流量不变的前提下,即在相同的温度、压力下,通过整个实验段的流量是恒定的。由于平行通道和环形通道的介质流通截面积不同,平行通道的流速大于环形通道,故导致了在相同的温度、压力下,平行通道的换热系数较大。

图 5 给出了相同的气体工质速度和工作温度、不同的冲刷形式和压力下的换热系数。由图 5 可以看出:随着压力的增大,换热系数随之增大;在任何冲刷形式下,膜式螺旋管的换热系数均大于膜式蛇形管。在温度为 300℃、气体工质流速为 10 m/s 时,环形通道中两侧对称冲刷的换热系数是平行通道对称冲刷的 1.5~2.0 倍,两侧非对称冲刷的换热系数是平行通道非对称冲刷的 1.3~1.6 倍,三圈式环形通道换热器的换热系数是三排式平行通道换热器的 1.5~1.8 倍,并且随着压力的升高该倍数不断增加。图 6 给出了相同的气体压力和工作温度、不同的冲刷形式和工质速度下的换热系数。由图 6 可以看出,换热系数随着工质速度的提高而增大,膜式螺旋管的换热系数增长幅度大于膜式蛇形管。

6 结 论

本文在加压条件下实验研究了膜式螺旋管环形通道及膜式蛇形管平行通道的对流换热特性,从中获得了膜式螺旋管环形通道换热器及膜式蛇形管平

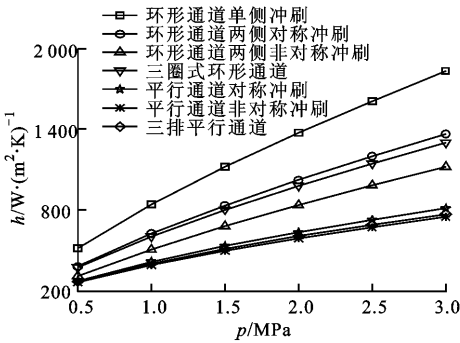


图 5 在 10 m/s、300℃、不同冲刷形式和压力下的换热系数

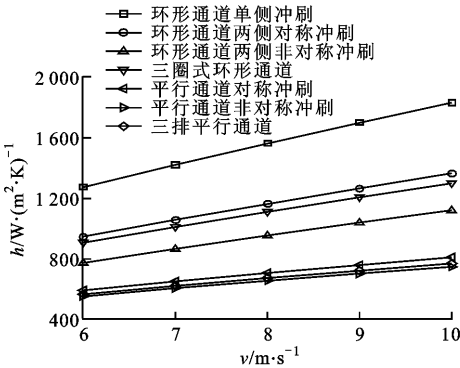


图 6 在 3.0 MPa、300℃、不同冲刷形式和速度下的换热系数

行通道换热器的实验关联式,关联式适用的 Re 范围为 3 900~300 000,压力范围为 0.5~3.5 MPa,误差小于 10%,表明该换热关联式可以适用于实际工程。

本文关联式适用于实验中的每一种气体及其混合物。3 种冲刷形式下膜式螺旋管环形通道的换热系数与组合起来的膜式螺旋管环形通道换热器的总换热系数呈面积加权平均的关系,所以在选用多通道的膜式螺旋管环形通道换热器时,根据 3 种不同冲刷形式、利用面积加权平均方法可计算换热器的换热系数。

在相同的换热条件下,膜式螺旋管环形通道换热器的传热能力比膜式蛇形管平行通道换热器的强,随着压力和流速的提高,膜式螺旋管环形通道换热器在换热能力上有更明显的优势。在相同的气体

工质速度和工作温度下, 环形通道中两侧对称冲刷的换热系数是平行通道对称冲刷的 1.5~2.0 倍; 两侧非对称冲刷的换热系数是平行通道非对称冲刷的 1.3~1.6 倍; 三圈式环形通道换热器的换热系数是三排式平行通道换热器的 1.5~1.8 倍, 并且随着压力的提高, 该倍数不断增加. 可见, 膜式螺旋管环形通道换热器有自己独特的换热特性, 具有更强的换热能力.

现在大多数余热回收装置及蒸汽发生装置都采用膜式螺旋管环形通道及膜式蛇形管平行通道换热器, 所以本实验对工程设计具有一定的指导意义.

参考文献:

- [1] CIONCOLINI A, SANTINI L. An experimental investigation regarding the laminar to turbulent flow transition in helically coiled pipes[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2006, 30(4):367-380.
- [2] NUNTAPHAN A, KIATSIRIROAT T, WANG C C. Heat transfer and friction characteristics of crimped spiral finned heat exchangers with dehumidification[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2005, 25(2/3): 327-340.
- [3] 陈听宽, 罗毓珊, 胡志宏, 等. 超临界锅炉螺旋管圈水冷壁传热特性的研究[J]. *工程热物理学报*, 2004, 25(2): 247-250.
CHEN Tingkuan, LUO Yushan, HU Zhihong, et al. Investigation on the heat transfer characteristics of supercritical pressure boiler spirally water wall tube[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2004, 25(2): 247-250.
- [4] 李隆键, 崔文智, 辛明道. 螺旋管内单相及沸腾的强化换热与阻力特性实验[J]. *核动力工程*, 2005, 26(1): 6-10.
LI Longjian, CUI Wenzhi, XIN Mingdao. Experiments on heat transfer enhancement in 3D inner finned helical pipe[J]. *Nuclear Power Engineering*, 2005, 25(1): 6-10.
- [5] 赵镇南, 时雨荃, 张毅, 等. 相变乳状液在蛇形管中的流动和传热特性[J]. *工程热物理学报*, 2002, 23(6): 730-732.

- ZHAO Zhennan, SHI Yuquan, ZHANG Yi, et al. Flow and heat transfer characteristics of phase-change emulsion in a coiled double-tube heat exchanger[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2002, 23(6): 730-732.
- [6] 孟勐, 彭晓峰. 蛇形管流动沸腾弯头处传热的非均匀性[J]. *工程热物理学报*, 2009, 30(3): 498-500.
MENG Meng, PENG Xiaofeng. The heat transfer heterogeneities of bends in flow boiling of hairpin tubes[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2009, 30(3): 498-500.
- [7] ROSAGUTI N R, FLETCHER D F. Laminar flow and heat transfer in a periodic serpentine channel with semi-circular cross-section[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, 49(17/18): 2912-2923.
- [8] 顾维藻. 带不同粗糙元的环形通道中的换热与阻力计算[J]. *工程热物理学报*, 1980, 1(3): 280-290.
GU Weizao. Calculation of heat transfer and friction in concentric annuli with various forms of roughness[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 1980, 1(3): 280-290.
- [9] 任德鹏, 夏新林, 谈和平. 环形通道内空气湍流正在发展流与壁面辐射的耦合换热研究[J]. *太阳能学报*, 2006, 27(6): 571-577.
REN Depeng, XIA Xinlin, TAN Heping. Coupled heat transfer of turbulent developing airflow with wall radiation in annular channels[J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2006, 27(6): 571-577.
- [10] 李斌, 赵建福, 周芳德, 等. 环形窄缝通道内流动沸腾换热及两相流研究[J]. *应用基础与工程科学学报*, 2003, 11(1): 6-7.
LI Bin, ZHAO Jinfu, ZHOU Fangde, et al. Study of flow boiling and two-phase flow patterns in narrow-gap annular tubes[J]. *Journal of Basic Science and Engineering*, 2003, 11(1): 6-7.
- [11] SADATOMI M, SATO Y. Two-phase flow in vertical noncircular channels[J]. *International Journal Multi-phase Flow*, 1982, 8(6): 641-655.

(编辑 苗凌 荆树蓉)