

高压气体在膜式螺旋管环形通道中的对流换热特性

杨震¹, 赵振兴¹, 郭琴琴², 刘宏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: 在加压的条件下试验研究了膜式螺旋管环形通道内的对流换热特性, 试验气体有单质气体 He 和 N₂, 也有混合气体如 He+N₂, 试验压力为 0.5~3.5 MPa, 给出了不同螺旋管结构、不同气体和压力下的对流换热系数, 以及典型冲刷形式的对流换热关联式及其适用条件. 试验研究表明, 气体压力、气体组分、冲刷形式对换热系数均有影响, 特别是气体压力的影响最为突出. 由数据分析得出了膜式螺旋管环形通道的对流换热关联式, 该关联式可以适用于各种气体成分.

关键词: 高压气体; 膜式螺旋管; 环形通道; 对流换热

中图分类号: TK172 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2010)11-0017-06

Convective Heat Transfer Characteristics of High-Pressure Gas in Annular Channel Heat Exchanger with Membrane Spiral Tubes

YANG Zhen¹, ZHAO Zhenxing¹, GUO Qinqin², LIU Hong¹, 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: Heat transfer in coal pressurized gasifier convection cooling section with the membrane spiral tubes under high pressure is experimentally investigated. High pressure single gas (He or N₂) and mixture gas(He+N₂) serve as the test media, and the test pressure for each gas varies from 0.5 MPa to 3.5 MPa. The results show that the gas composition, flow forms, especially the working pressure affect the high pressure gas convective heat transfer coefficient. The average convective heat transfer coefficients for different kinds of high pressure gas in annular channel heat exchanger, and the correlations of the typical flow forms and its applicable condition are systematically obtained.

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

研究环形通道内的流动与传热是当前传热学的一个热点, 由环形通道构成的换热器由于其结构紧凑、承压条件好, 因此在现代工业和高技术领域得到了广泛应用. 曾和义等人^[1]对环形窄缝通道内单相水在通道双面处于不同的加热热流密度情况下的对流换热特性进行了数值计算, 结果表明, 环形管内、外壁加热热流密度比值的不同, 对窄缝环形通道内、外壁与单相水的对流换热特性有着显著的影响. 李斌等人^[2]对环形窄缝通道内流体的沸腾换热及两相流型进行了试验研究. 姚寿广等人^[3]对环形通道

内强化传热的综合热力性能进行了分析及评价. 任德鹏等人^[4]研究了对内环壁面加热, 外环壁面绝热的圆环形通道中正在发展的空气湍流流动与壁面辐射的稳态耦合换热. 顾维藻^[5]对带不同粗糙元的环形通道中的换热和阻力进行了计算研究. Zarate 等人^[6]在试验中发现单相水在环形流道内强迫对流换热的关系和普通通道内的不同, 且与环形空间的半径比有关. Sadatomi 等人^[7]通过试验, 研究了环形管道的环隙宽度和内外管同时加热对环形管道流动换热的影响. Kays 等人^[8]给出了在内外管同时加

热时,传热系数的表达形式,并认为单侧加热时的换热系数小于双侧加热时的换热系数.

目前,国内外的研究^[9-14]主要集中在由平滑板构成的环形通道上,试验介质为单质液体,但对膜式螺旋管构成的同轴环形通道的研究还没有相关介绍.膜式螺旋管环形通道作为一种重要的传热通道形式,对高压气体有良好的承压能力,尤其适合与高压气体换热,这种换热器在能源、动力、化工、核动力装置、石油开采及钻井工程中有着广泛的应用.目前,对于流体在高温加压条件下在膜式螺旋管环形通道内的换热特性还没有相关的文献报道,本文以整体煤气化联合循环(IGCC)中的对流换热设备为研究对象,研究了高温加压条件下在膜式螺旋管环形通道内的对流换热特性,并且研究了在高压下多组分气体对换热结构中的对流换热特性的影响.

1 试验装置和方法

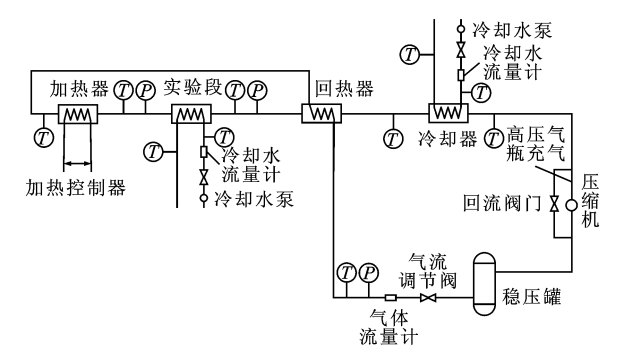
加压粉煤气化炉产生的煤气是一种多组分气体,其成分为 CO、H₂、CO₂、H₂O、CH₄、H₂S、N₂ 和 COS,其中 CO 和 H₂ 的质量分数约为 50%~60% 和 25%~35%. CO 和 H₂ 的物性对合成气的传热特性的影响占主要地位,试验主要检查 CO 和 H₂ 对合成气对流传热的影响.由于 CO 和 H₂ 是有毒、易燃、易爆气体,考虑到安全性,试验需要采用其他物性类似的安全气体来代替 CO 和 H₂ 作为试验气体,通过分析计算,N₂ 和 He 与 CO 和 H₂ 的物性参数非常类似,并且这 2 种气体安全易得到,因此用 N₂ 代替 CO,用 He 代替 H₂,采用 N₂ 和 He 体积比为 2 : 1 的混合气体来模拟煤气,并进行了试验研究.

1.1 试验系统

搭建的试验台分为气侧和水侧系统,整个试验系统包括试验段、回热段、冷却段、加热器、压缩机等部分,试验测量仪器采用 EA-3 型热电偶,LUGB 型应力涡街流量计和 KDLD 电磁流量计,GRT 型压力变送器,IDCB-1 数字采集系统.试验系统如图 1 和图 2 所示.

1.2 对流受热面的结构形式

如图 3 所示,膜式螺旋管环形通道由 3 个同心不同直径的膜式螺旋管组成,内圈膜式螺旋管的中心管两端封闭,其中无气体流过,试验气体在 2 层膜式螺旋管构成的环形通道内流动,冷流体为除盐水,在螺旋管内流动.图 3 中的内圈螺旋管代表的是单侧冲刷换热,中圈和外圈螺旋管分别代表两边对称



p :压力测点; T :温度测点
图 1 高压对流传热试验系统图

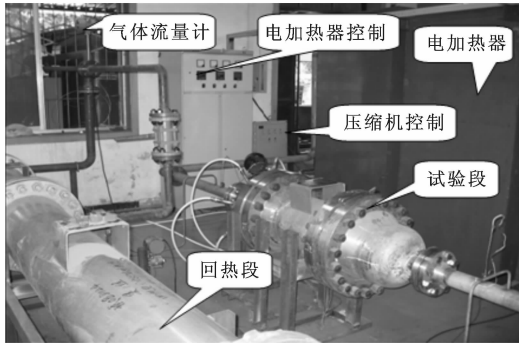
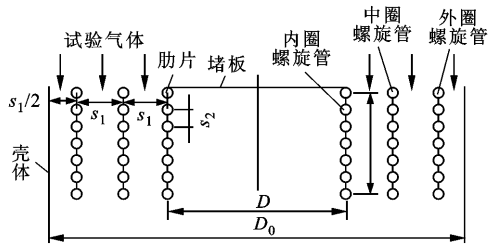


图 2 高压对流传热试验台

和两边非对称冲刷换热,其结构尺寸如表 1 所示.



s_1 :径向节距; s_2 :轴向节距; D :内圈螺旋管中心线直径; D_0 :壳体直径

图 3 膜式螺旋管环形通道对流受热面的结构形式

表 1 膜式螺旋管环形通道换热器的结构尺寸

参数	结构 1	结构 2
螺旋管外径 d_0 /mm	10	10
螺旋管壁厚/mm	2	2
内圈螺旋管直径/mm	150	150
$s_1 \cdot d_0^{-1}$	1.6	2.0
$s_2 \cdot d_0^{-1}$	2	2

1.3 试验方法

图 1 的试验系统为 1 个带有回热设备的闭合回路,试验时系统充气到达一定的压力后,启动循环压

缩机使气体在回路中流动. 试验气体在可控电加热器中加热, 试验段的螺旋管内由水泵提供冷却水吸收试验气的热量, 冷却水的进出温度和流量由热电偶和电磁流量计测量, 试验过程中的试验数据均由 IDC B-1 数字采集系统采集并记录和保存. 对于每一种气体工况, 试验均从 0.5 MPa 开始, 利用电加热器控制试验温度 θ , 热介质温度为 150~450 °C, 冷介质温度为 20~65 °C, 试验压力 p 为 0.5~3.5 MPa, Re 为 $3.9 \times 10^3 \sim 3 \times 10^5$.

2 对流换热试验数据的处理方法

2.1 通道的定性尺寸及换热面积的计算

对于非圆形截面槽道内的湍流换热计算, 常用归一化直径作为特征尺度, 即

$$d_e = \frac{4A_c}{p} = 2s_1 \quad (1)$$

式中: A_c 为槽道的流动截面积.

根据图 4 来计算膜式螺旋管的换热面积, 膜式螺旋管的外侧面积为

$$A_1 = n \int_0^{\frac{\pi}{2}} \pi(D + d_0 \sin \alpha) d_0 d\alpha + n(s_2 - d_0) \pi D \quad (2)$$

膜式螺旋管的内侧面积为

$$A_2 = n \int_0^{\frac{\pi}{2}} \pi(D - d_0 \sin \alpha) d_0 d\alpha + n(s_2 - d_0) \pi D \quad (3)$$

式中: α 为点与管子中心线的连线与竖直方向的夹角; n 为螺旋管圈数.

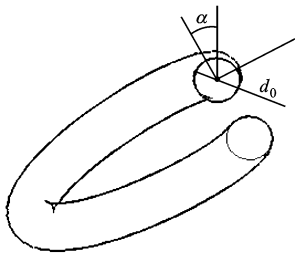


图 4 单圈螺旋管的结构

2.2 对流换热系数的计算

在试验条件下, 通过电磁流量计的测量后计算螺旋管内水的流速为 6~8 m/s, 管内的 Re 为 60 000~90 000. 根据对流换热原理, 换热表面的传热系数为

$$k = \frac{Q}{A_f \Delta t_m} \quad (4)$$

膜式螺旋管外表面的对流换热系数为

$$h_o = \frac{1}{\eta \beta (1/k - (d_o/d_i) h_i) - (d_o/2\lambda) \ln(d_o/d_i)} \quad (5)$$

螺旋管内流体的努赛尔数为

$$Nu_f = 0.023 c_r Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (6)$$

螺旋管的修正系数为

$$c_r = 1 + 10.3 \left(\frac{d_i}{d} \right)^3 \quad (7)$$

式中: Q 为膜式螺旋管内冷却水的吸热量; A_f 为对流换热面的总换热面积; Δt_m 为对数温差; h_i 为水侧对流换热系数; λ 为换热管壁的导热系数; d_i 为膜式螺旋管的内径; η 为肋片壁面效率; β 为翅化比; d 为螺旋管直径.

3 不确定度与试验结果分析

3.1 不确定度分析

试验结果的准确性主要依赖于试验部件的加工精度和测量设备的精度. 由于试验设备加工精度的问题, A_f 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%.

试验所用热电偶的不确定度为 0.1 °C, 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%. 通过最终计算, 可得到 Nu 和 Re 的不确定度分别为 4.2% 和 3.4%.

3.2 试验结果与分析

图 5~图 7 分别给出了膜式螺旋管在单面冲刷、双边对称冲刷和双边非对称冲刷的情况下, 不同气体工质、节距、压力外壁的换热系数.

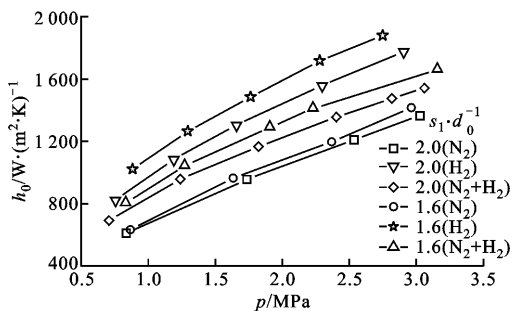


图 5 不同压力下的流体单侧冲刷换热系数 ($\theta=300$ °C)

从图 5~图 7 可以看出, 在相同的温度条件下, 换热系数随压力的增大逐渐增大. 这是因为随着压力的升高, 气体介质的密度会随之增大, 在其他参数变化不大的情况下, 环形通道的 Re 不断增大, 导致其换热能力增强. 但是, 不同的气体组分在压力和温度相同的条件下其换热系数也不同, 如 He 的换热

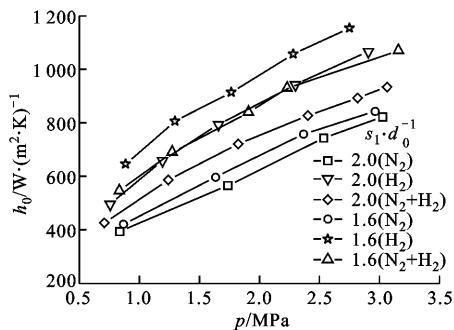


图6 不同压力下的流体双边对称冲刷换热系数
($\theta=300\text{ }^{\circ}\text{C}$)

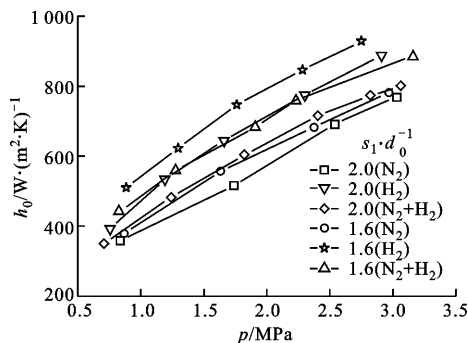


图7 不同压力下的流体双边非对称冲刷换热系数
($\theta=300\text{ }^{\circ}\text{C}$)

系数大于 N_2 的换热系数,混合气体则介于两者之间。在相同的压力和温度下,换热系数与密度、黏度、导热系数和比热容有关,由于 He 、 N_2 和混合气的黏度、比热容很接近,所以影响对流换热系数的主要是气体的密度和导热系数。气体对流换热的热阻主要产生在边界层内,而边界层内气体的导热能力对于其换热影响特别突出,导热系数越大的气体,相应的对流换热能力也越强。气体的对流换热能力还与流动状态有关,随着 Re 的增大边界层变薄,换热系数增大,但在 Re 高达一定程度时,边界层厚度的影响小于气体导热系数的影响,所以在相同的温度和压力下, He 的对流换热系数大于 N_2 的对流换热系数。

从图5~图7还可以看出,单侧冲刷的对流换热系数远大于双边对称冲刷与双边非对称冲刷的换热系数。试验表明,高压气体的导热能力不能忽略,中心管内实际上充满了气体,其对单侧冲刷膜式螺旋管内侧的导热增加了冷介质的吸热量,试验数据处理时将这部分热量计入了外侧的对流换热中。从图6、图7可以看出,双边对称冲刷的对流换热系数大于双边非对称冲刷的对流换热系数,这是由于非对称冲刷时通常膜式螺旋管外侧通道内的流速低于内侧通道内的流速,由于两侧的 Re 不同,所以换热

系数不同,而外侧流速小于内侧,使得外侧对流换热系数均小于内侧。

图8给出了在多通道相同温度下,不同气体工质节距的换热系数。由图8可以看出,节距越小其换热能力越强,在流量不变的情况下,越小的节距会导致介质速度越大,其湍动度也会随之增大,从而增强了模式螺旋管环形通道的换热能力。图9~图11给出了3种冲刷方式下膜式螺旋管的 Nu 和 Re 的试验数据,由这些数据可以整理出 Nu 和 Re 的关联式。当 $s_1/d_0=2$ 时,也可以用这个方法来获得 Nu 和 Re 的关联式,如表2所示。这些关联式适用于 He 、 N_2 和混合气等气体,其适用范围为 $Re=3.9\times 10^3\sim 3\times 10^5$ 、 $p=0.5\sim 3.5\text{ MPa}$,测量数据和关联式的误差均小于10%。

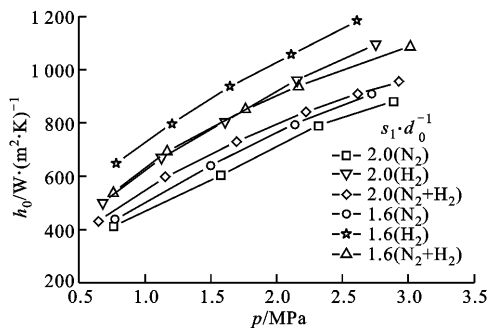


图8 不同压力下结构形式对对流换热系数的影响
($\theta=300\text{ }^{\circ}\text{C}$)

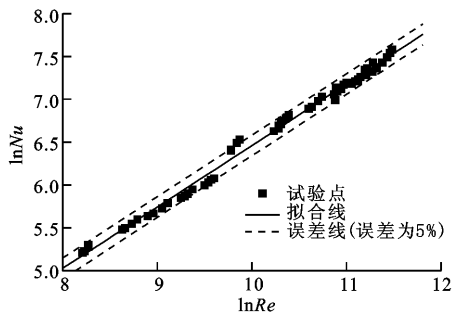


图9 单侧冲刷数据拟合线($s_1/d_0=1.6$)

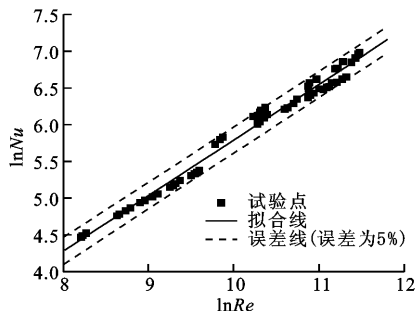


图10 双边对称冲刷数据拟合线($s_1/d_0=1.6$)

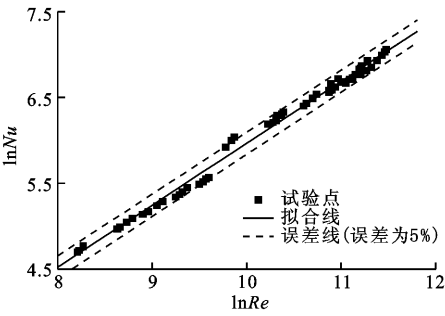


图 11 双边非对称冲刷数据拟合线($s_1/d=1.6$)

表 2 环形通道试验关联式

冲刷形式	$s_1 \cdot d_0^{-1}=2.0$	$s_1 \cdot d_0^{-1}=1.6$
单侧冲刷	$0.494\ 2Re^{0.716\ 6}Pr^{0.85}$	$0.262\ 5Re^{0.727\ 4}Pr^{0.85}$
双边对称冲刷	$0.286\ 1Re^{0.721\ 7}Pr^{0.85}$	$0.178\ 5Re^{0.732\ 2}Pr^{0.85}$
双边非对称冲刷	$0.170\ 9Re^{0.755\ 9}Pr^{0.85}$	$0.182\ 6Re^{0.715\ 7}Pr^{0.85}$

4 结 论

- (1)膜式螺旋管换热器在不同冲刷形式下其换热能力也不同,单侧冲刷效果最好,双边非对称冲刷效果最差,而双边对称冲刷则居于这两者之间。
- (2)流动边界层内多组分气体的总导热系数影响对流换热,在高压下的影响超过了 Re 对于对流换热的影响。
- (3)在相同的换热条件及流量下,膜式螺旋管环形通道节距越小,其换热能力越强。
- (4)获得了如表 2 所示的膜式螺旋管在不同节距、不同冲刷形式下的换热关联式,并给出了关联式的应用范围。

参考文献:

[1] 曾和义,秋穗正,贾斗南,等. 双侧加热环形窄缝通道内单相水的流动传热特性研究 [J]. 核动力工程, 2006, 27(1):57-60.
ZENG Heyi, QIU Suizheng, JIA Dounan, et al. An investigation on heat transfer characteristics of fully developed flow in bilaterally heated narrow annuli [J]. Nuclear Power Engineering, 2006,27(1):57-60.

[2] 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 Jianfu, 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.

[3] 姚寿广,屠传经. 环形通道内强化传热综合热力性能分析及评价 [J]. 动力工程, 2002,22(6):2111-2114.
YAO Shouguang, TU Chuanjing. Analysis and evaluation method for the comprehensive thermodynamic performance heat transfer enhancement in pin-fin casing tube [J]. Power Engineering, 2002,22(6):2111-2114.

[4] 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 Energiæ Solaris Sinica, 2006,27(6):571-577.

[5] 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.

[6] ZARATE J A, ROY R P, LAPORTA A. Isothermal and heated turbulent upflow in a vertical channel-part numerical simulations [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2001,44(6):1185-1199.

[7] SADATOMI M, SATO Y. Two-phase flow in vertical noncircular channels [J]. International Journal of Multiphase Flow, 1982,8(6):641-655.

[8] KAYS W M, LEUNG E Y. Heat transfer in passages hydrodynamically developed turbulent flow with arbitrarily prescribed heat flux [J]. Int J Heat Mass Transfer, 1963,6(7):537-557.

[9] MOAWED M. Experimental investigation of natural convection from vertical and horizontal helicoidal pipes in HVAC applications [J]. Energy Conversion and Management, 2005,46(18/19):2996-3013.

[10] 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.

[11] CONTÉ I, PENG X F. Numerical and experimental investigations of heat transfer performance of rectangular coil heat exchangers [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(8/9) 1799-1808.

[12] WANG C C, LO J, LIN Y T, et al. Flow visualization of annular and delta winlet vortex generators in fin-and-tube heat exchanger application [J]. Interna-

- tional Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45 (18):3803-3815.
- [13] 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.
- [14] HÜTTL T J, FRIEDRICH R. Influence of curvature and torsion on turbulent flow in helically coiled pipes [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2000, 21(3):345-353.

(编辑 管咏梅 荆树蓉)