

文章编号:1000-8055(2012)12-2692-07

基于翅片板结构的烟气对流冷凝传热性能

顾黎昊, 凌 祥, 彭 浩

(南京工业大学 机械与动力工程学院

江苏省过程强化与新能源装备技术重点实验室, 南京 210009)

摘 要: 在冷凝实验台上对一种用于冷凝式烟气余热回收的翅片板换热器进行实验,研究了该结构的传热和流动性能,分析了烟气温度、流速等对冷凝的影响,得到了 $Nu-Re$ 和 $f-Re$ 曲线,并对该换热结构在干空气风洞实验台上测试的结果进行了比对。结果表明:由于大量不凝性气体的影响(质量分数为 92%),冷凝传热对整体传热性能的强化并不明显,伴随有冷凝的烟气表面传热系数约为相同工况下无凝结表面传热系数的 1.1~1.2 倍。得到了无量纲数冷凝传热准则关联式,可以为冷凝式翅片板换热器的设计提供参考。

关 键 词: 冷凝传热; 换热器; 不凝气; 余热回收; 翅片板

中图分类号: V231.1; TK124

文献标志码: A

Experiment on forced convection-condensation heat transfer characteristics based on finned plate configuration

GU Li-hao, LING Xiang, PENG Hao

(Jiangsu Key Laboratory of Process Enhancement and New Energy Equipment Technology,
School of Mechanical and Power Engineering,
Nanjing University of Technology, Nanjing 210009, China)

Abstract: Experimental investigation of forced convection-condensation heat transfer and flow characteristics based on finned plate heat exchanger for condensing heat recovery was studied. With the experimental data, the effect of outlet flue gas temperature and velocity on condensation performance was studied, and the performance curves of Reynolds number-Nusselt number and Reynolds number-friction factor have been obtained. Meanwhile, the comparison of experimental results between wind tunnel test (using air as working fluid) and condensation test (using flue gas as working fluid) was also presented. From these results it can be seen that, due to the extensive non-condensable gas (about 92%), enhancement of overall heat transfer performance is not obvious, and the forced convection-condensation heat transfer coefficient is 10%–20% times more than that of the forced convection without condensation. A heat transfer criterion-based relational expression under the operating condition was also obtained. These results provide insight into improved designs of finned plate heat exchangers for condensing heat recovery.

Key words: condensation heat transfer; heat exchanger; non-condensable gas; waste heat recovery; finned plate

收稿日期: 2011-12-08

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20121218.0859.201212.2692_009.html

基金项目: 江苏省科技支撑计划(BE2008005); 新世纪优秀人才支持计划(NCET-07-0434)

作者简介: 顾黎昊(1986—),男,浙江湖州人,硕士生,主要从事传热传质研究。

符号说明

c_p	比定压热容
D_e	当量直径
d_f	翅片板间距
f	摩擦因数
h_f	翅片高度
L	翅片板长度
L_f	翅片长度
L_n	冷凝因子
$\dot{m}$	质量流量
Nu	努塞尔数
Pr	普朗特数
Δp	压降

Q	热通量
Re	雷诺数
s_f	翅片间距
t	温度
Δt	温差
u	流速
δ_f	翅片厚度
κ	导热系数
ν	运动黏度
μ	动力黏度
ρ	密度

下角标

c	隔板
cond	冷凝水
f	翅片
g	烟气
gs	烟气侧
i	进口

m	平均值
o	出口
v	水蒸气
w	壁面
ws	水侧

我国现有的能源利用效率不高,与发达国家存在较大的差距,单位产值的能耗是世界平均水平的 2 倍以上,因此,我国中长期能源发展规划制定了节能优先的战略。目前,我国的燃油燃气等常规燃烧设备中,为了防止烟气对烟道及设备的腐蚀,大部分的高温烟气是只利用了部分显热后就排放到了环境中,这些烟气携带了大量的汽化潜热,直接排放不仅极大地浪费了能源,也污染了环境。曹彦斌等^[1]通过实验研究了烟气伴随有水蒸气凝结的受迫对流换热过程,发现有水蒸气凝结时的烟气表面传热系数远大于无凝结时的传热系数,可提高数倍。于是,根据运行温度、阻力降以及可能发生的结垢等过程参数选择合适的高效冷凝式换热设备变得尤为重要^[2-3]。

翅片板换热器是一种新型的紧凑型换热设备,烟气侧的阻力小,可以直接安置于烟道中而不需要添加额外的动力设备,作为冷凝式换热器有较广泛的应用前景。在冷凝换热器中,烟气侧的传热系数决定了整体的换热效率,所以对烟气侧性能是换热器优化的重点^[4-5]。烟气的换热过程包括了伴随有含大量不凝性气体的水蒸气凝结的烟气对流换热过程,对该过程的研究对于提高换热效率,合理设计冷凝式换热器具有十分重要的意义。本文基于翅片板换热器,测试了含大量不凝性气体的湿烟气冷凝对流传热和流动性能。

1 含大量不凝性气体的湿烟气对流换热过程分析

燃烧产物烟气在换热器中与壁面的换热过程是混合气体向壁面的传热过程,当换热器表面温度等于或者低于烟气的露点温度时,会有部分水蒸气冷凝下来放出潜热。此过程由两个部分所构成:一部分是潜热传递;另一部分是显热的传递。

湿烟气冷凝过程还有一个重要特点,就是不凝性气体对冷凝传热特性的影响。烟气在通过换热表面时,靠近壁面的水蒸气发生冷凝,同时局部水蒸气分压下降,产生推动力,烟气主流体部分的水蒸气穿过不凝性气体层向壁面扩散,进一步发生冷凝^[6-8]。周兴东等^[9-10]对含有不凝气体的蒸气滴状冷凝传热进行了可视化实验研究,考察了不同压力条件下不凝性气体对冷凝传热的影响,结果表明相对于膜状冷凝,滴状冷凝对含有不凝性的蒸气冷凝传热有强化作用;在较高的冷凝压力下,不凝性气体对传热的影响相对较小;纯蒸气滴状冷凝与滴膜共存冷凝传热特性相近;而对含不凝气的冷凝,滴膜共存表面与膜状冷凝表面的传热特性相近。Slegers 等^[11]指出即使有 0.5% 的不凝气也能够使热量传递减少 50%,在较低的压力下作用更为明显,实验中,随着不凝性气体含量的增加,传热系数不断下降,不凝性气体的影响程度由热通

量、不凝性气体的浓度、蒸气压力和速度所决定。

烟气的冷却和其所含水蒸气冷凝过程与烟气温度、壁面温度有关。Jia 等^[12]分析得到烟气的露点温度不仅与燃气的组分有关,还随燃烧系统过剩空气系数的变化而变化,过剩空气系数越大,烟气的露点温度越低。Masahiro 等^[13]给出了 SO_2 的体积分数分别为 3.2×10^{-4} 和 0.6×10^{-4} 时测得的单位面积总传热量随平均壁面温度的变化情况,结果基本相同,证明了烟气中的 SO_2 含量对冷凝传热不会产生影响。液膜外的不凝性气体层为凝结换热的主要热阻。MA 等^[14]指出:与流速、压力等操作条件相比,不凝性含量是影响传热效率的主要因素。不凝气存在的冷凝过程,在微观物理上比纯蒸气的冷凝更加复杂,其影响机理仍不十分明确,已有的研究结果定性分析了不凝气对冷凝传热的影响,鲜见定量分析。

2 湿烟气冷凝实验系统

2.1 翅片板结构

翅片板结构如图 1(a)所示,翅片板由隔板、

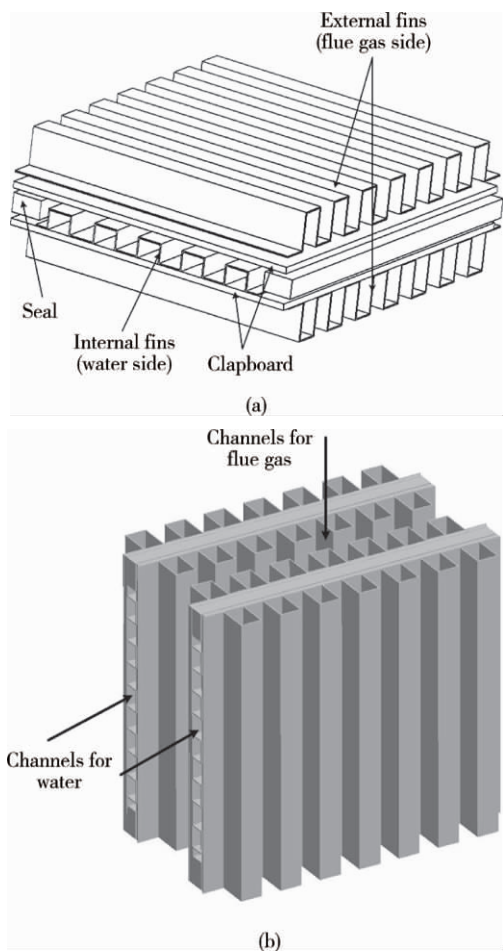


图 1 翅片板结构及流体通道

Fig. 1 Fin-plate configuration and fluid channels

内外翅片、封条整体钎焊而成,将多块翅片板阵列排布就构成了翅片板结构。冷流体走板内侧,高温烟气走板外侧。从图 1(b)中可以发现:水侧为一板的板翅式结构,而烟气侧不同,烟气在翅片板之间形成的通道里流动。由于烟气侧是该换热结构的传热弱侧,大间距翅片强化了整个换热器的传热性能。由于板间距的可调性,使得该结构可以灵活调整烟气侧压力降,可以在不增加任何动力设备的基础上添置在烟道中,便于广泛应用在工业炉的烟气余热回收系统中。

2.2 实验流程及方法

2.2.1 湿烟气冷凝实验

整个冷凝实验台由湿烟气发生系统、冷却水给水系统、数据采集测量系统、冷凝水收集、翅片板换热器(finned plate heat exchanger, FPHX)等组成,如图 2 所示。湿烟气由蒸气锅炉燃烧产生并进入到烟道中,流量由空气调节阀控制。湿烟气经过水平测速段后,从上至下进入到冷凝式翅片板换热器中,在换热器中与冷却水传热后发生冷凝,冷凝水由下方的冷凝水出口流出,而低温烟气从烟道出口排出系统。

实验用蒸气锅炉是燃油燃气两用的,可以根据要求更换燃料,从而改变烟气中的水蒸气质量分数。从蒸气锅炉出来的湿烟气大约为 250°C ,蒸气锅炉有自带的低压鼓风机,全压约为 600 Pa 。在水平测速段,安装了铠装热电偶、毕托管和微压差计,用来测量计算烟气的流量;经过测速段以后,湿烟气从上至下进入到翅片板换热器中,在烟气进口和出口处分别布置了 T 型热电偶阵列,各读取 5 个点($P_1 \sim P_5$)的温度取平均值,此外,还在换热器的进出口安装了差压变送器,用来测量烟气通过换热器的压力降;冷凝水从烟道口下方出口流出,用量筒、温度计和秒表测量。实验用的整个烟道和换热器都进行了保温处理。

冷却水给水系统主要由 2 个水箱,水泵和测量仪表组成。冷却水的流量用球阀控制,由电磁流量计准确测量;冷却水在换热器的进出口由校验过的铠装热电偶测量,水经过试样后进入保温水箱,最后进入锅炉。

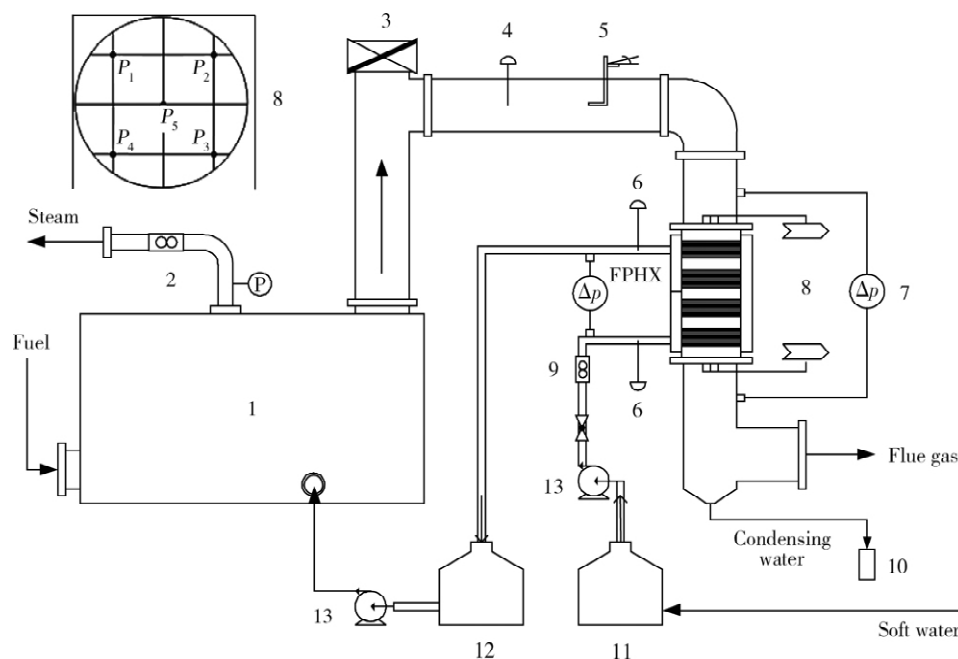
实验中,水流量保持 $500\text{ m}^3/\text{h}$ 不变,在烟气侧,通过控制风量调节阀,取 7 组不同的风量,分别是 $380, 680, 850, 1000, 1100, 1250, 1350\text{ m}^3/\text{h}$ 。通过烟气侧通道的尺寸,计算得到 7 个不同工况下烟气经过翅片板通道的 Re ,对应分别是 461.8,

731.0,978.3,1156.2,1277.1,1498,1612.6. 水侧的进口水温保持 11°C 左右不变,湿烟气进入翅片板通道的入口温度保持 225°C 左右不变.

2.2.2 干空气风洞实验

为了将冷凝实验数据与干空气无冷凝数据进

行对比.把相同换热器试样在风洞实验台上做了实验,如图 3 所示,干空气由风机引入,经过测速段后,由电加热系统进行加热,加热温度由电控柜控制,设定为 230°C ,风量大小由蝶阀控制,可以确保得到与冷凝实验台相同的流动状态.此实验



1 蒸气锅炉; 2 涡街流量计; 3 空气调节阀; 4 热电阻; 5 毕托管和微压计; 6 热电偶; 7 差压变送器;
8 热电阻排列矩阵; 9 电磁流量计; 10 量筒; 11 补水箱; 12 保温水箱; 13 水泵

图 2 冷凝实验装置

Fig. 2 Experimental setup

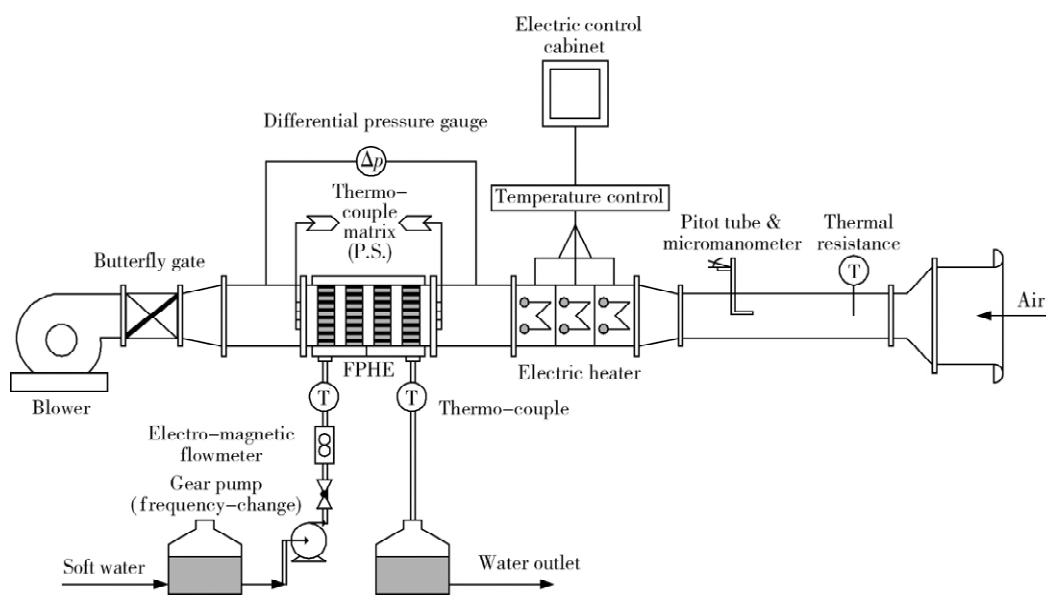


图 3 风洞实验台

Fig. 3 Wind tunnel test

台用以得到试样尺寸翅片板通道的传热和流动性曲线。

本实验(包括冷凝实验)的主要数据来自于烟气侧(包括冷凝水),水侧的温度和流量用于热平衡校核,确保实验的数据真实可靠。实验所用的热电偶(精度为 0.25%)、热电阻(精度为 0.2%)、流量计(精度为 1 L/h)、毕托管(精度为 1 Pa)均在实验前进行了修正或标定,确保实验测量的数据的准确性。

2.3 实验用基本参数

图 4(a)为实验用翅片板结构,冷热流体错流布置,其中翅片板间距为 8 mm 。材料均为 304 号不锈钢,芯体由整体钎焊而成。

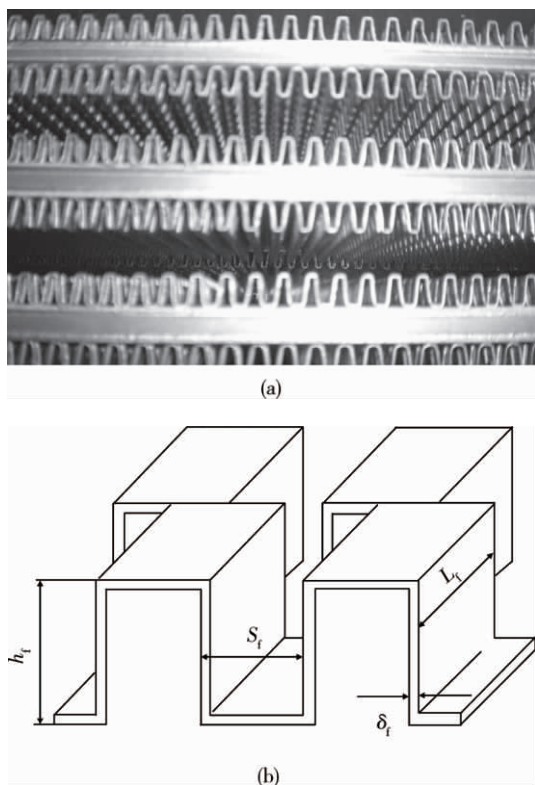


图 4 烟气侧翅片板结构

Fig. 4 Channels for flue gases

烟气侧和水侧均为锯齿翅片,如图 4(b),烟气侧翅片型号为 60JC4002,水侧翅片型号为 30JC4002,锯齿翅片的具体参数如表 1 所示。

表 1 锯齿翅片参数

Table 1 Parameters of the Serrated fins

翅片参数	h_f/mm	s_f/mm	δ_f/mm	L_f/mm	d_f/mm
水侧	3.0	4.0	0.2	5.0	
湿烟气侧	6.0	4.0	0.2	5.0	8.0

实验用燃料为 0# 轻柴油,根据成分计算,湿烟气的组分和含量如表 2 所示。

表 2 湿烟气的组分

Table 2 Constituents of flue gas

组分	CO_2	H_2O	O_2	N_2	SO_2
摩尔分数/%	11.05	12.22	3.25	73.47	0.012
质量分数/%	16.95	7.67	3.63	71.73	0.026

3 数据处理

通过测量试样进出口的水和湿烟气的温度和流量计算得到两侧的热流量。其中烟气侧的热量包括烟气显热和冷凝水潜热。

$$Q_{\text{gs}} = \dot{m}_{\text{gs}} c_{p\text{gs}} \Delta t_{\text{gs}} + \dot{m}_{\text{cond}} (h_v - h_{\text{cond}}) \quad (1)$$

$$Q_{\text{ws}} = \dot{m}_{\text{ws}} c_{p\text{ws}} \Delta t_{\text{ws}} \quad (2)$$

通过上述公式进行热平衡计算,比较两侧的热流量,不超过 5% 的确定为有效数据;如果超过,则认为数据无效,需要重新采集。

给定参数结构的翅片板通道的传热性能和流动状态可以分别用无量纲数 Nu 和 Re 来表征, Re 由当量直径 D_e 来进行定义

$$Re = \frac{uD_e}{\nu} \quad (3)$$

$$D_e = \frac{4(h_f - \delta_f)(s_f - \delta_f) + 2s_f d_f}{2(h_f + s_f - \delta_f)} \quad (4)$$

Nu 由以下计算式定义:

$$Nu = \alpha_{\text{gs}} \frac{D_e}{\kappa} \quad (5)$$

其中 α_{gs} 是烟气侧的表面传热系数,可以由以下式子计算得到:

$$K_{\text{gs}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{gs}}} + \frac{F_{\text{gs}}}{\alpha_{\text{ws}} F_{\text{ws}}} + \frac{\delta_c}{\kappa_c}} \quad (6)$$

$$K = \frac{Q}{F \Delta t_m} \quad (7)$$

其中 Δt_m 是对数平均温差, δ_c 和 κ_c 则分别代表隔板的厚度和导热系数。 α_{ws} 是水侧的表面传热系数,由于水侧是常见的板翅式结构,对于锯齿形翅片,通过代入测量值, α_{ws} 可以从经验公式中得到^[15]。

翅片板通道的流动阻力性能可以用摩擦因数 f 来表征,摩擦因数 f 用以下方程来定义:

$$f = \Delta p \frac{D_e}{4L} \frac{2}{\rho u^2} \quad (8)$$

通过以上式子计算,可以得到雷诺数 $400 \sim 1650$ 范围内该锯齿翅片板通道的 $Nu-Re$ 和 $f-Re$

曲线. 根据干空气风洞实验台的数据, 可以容易得到该翅片板通道在本实验工况下(烟气雷诺数 $Re=400 \sim 1650$) 表征传热和流动性能的无量纲准则数, 如下:

$$Nu = 0.77289 \times Re^{0.424659} \quad (9)$$

$$f = 58.6145 \times Re^{-1.0359} \quad (10)$$

图 5 和图 6 所示为湿烟气介质和干空气介质在同样雷诺数范围下的传热 Nu 和摩擦因数 f 数值比对. 从图 5 中可以看到, 在雷诺数 1000 至 1300 的范围内, 整体传热 Nu 较干空气有明显的提升, 大约 15%~20%, 而随着 Re 的进一步提高, Nu 迅速接近干空气时的值. 那是因为在实验中, 随着 Re 的提高, 进口烟气量变大, 冷凝水量上升, 冷凝传热系数远大于烟气表面传热系数; 而随着 Re 进一步提高, 由于传热面积不变, 出口温度持续提高, 冷凝水量迅速减少, 导致整体传热 Nu 接近于干空气时的数值, 但依然会一直保持略高于干空气下的数值.

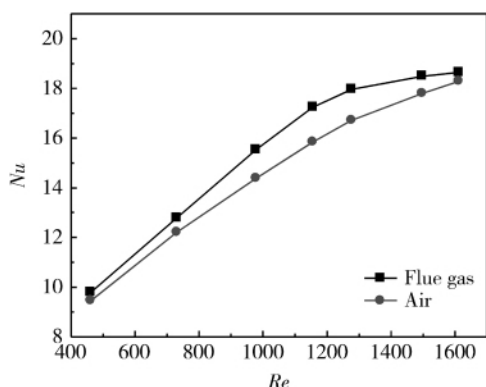


图 5 湿烟气与干空气介质的 Nu 比较

Fig. 5 Comparison of Nu between flue gas and air

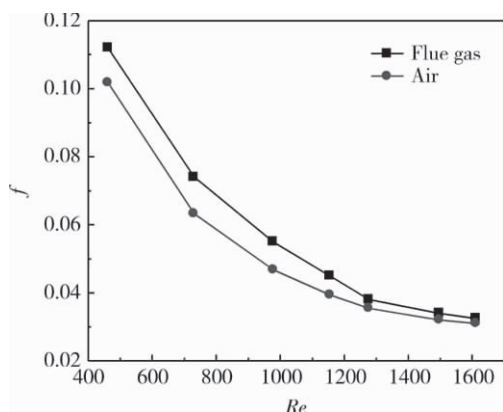


图 6 湿烟气与干空气介质的 f 比较

Fig. 6 Comparison of f between flue gas and air

图 6 中, 由于湿烟气在靠近壁面处冷凝, 同时, 远离壁面的水蒸气组分要穿过不凝性气体层扩散至壁面进一步冷凝, 在这个过程中增加了扩散阻力, 故在传热强化的区间, 摩擦因数 f 也较干空气数值有所提高.

实验通过调整进入试样的烟气量来改变出口烟气温度, 从而控制冷凝所占比例. 随着出口温度的不断下降, 冷凝率渐渐增大, 如图 7 所示. 值得注意的是, 在本实验中, 烟气出口温度降到 47℃ 以后, 冷凝率的提高明显变缓, 这是由于随着水蒸气分压的下降, 水蒸气的冷凝温度不断降低, 推动水蒸气向壁面扩散的推动力不断减小, 不凝性气体层的不断加厚, 使得冷凝变得越来越困难.

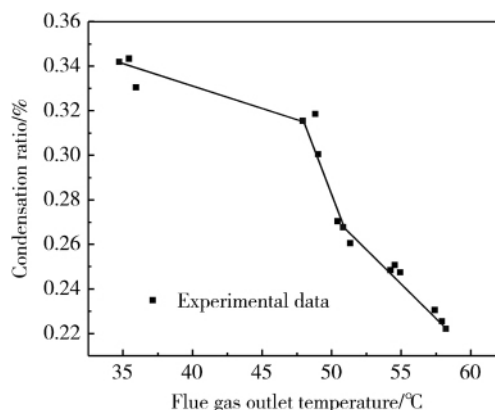


图 7 水蒸气冷凝率随烟气出口温度分布

Fig. 7 Distributions of condensation ratio

将烟气冷凝传热的显热传热和潜热传热看成一个整体的传热过程, 复合传热系数的影响因素主要有水蒸气分压力 p_v 、壁面温度 t_w 、湿烟气的主流温度 t_g 、雷诺数 Re 和普朗特数 Pr . 根据 Colburn-Hougen 模型, 建立了复合传热的无量纲准则式, 忽略冷凝液膜的热阻, 忽略液膜与隔板外侧的温差, 即

$$Nu = aRe^b Pr^c L_n^d \quad (11)$$

L_n 为冷凝修正数, 可以用如下方程来定义:

$$L_n = \frac{t_{\text{sat},pv} - t_w}{t_g - t_w} \quad (12)$$

式中 $t_{\text{sat},pv}$ 为进口水蒸气分压对应饱和温度; t_w 为冷凝段壁面温度; t_g 为冷凝段烟气主流体温度.

Re 的表达式见式(3), Pr 的表达式如下:

$$Pr = \mu \cdot c_p / \kappa_g \quad (13)$$

其中涉及到烟气物性参数全部使用混合气体的组分和温度来计算确定.

根据实验结果整理出传热准则关联式

$$Nu = 0.077Re^{0.57}Pr^{-3.94}L_n^{-0.066} \quad (14)$$

4 结 论

对用于烟气余热回收的翅片板结构进行冷凝理论和实验研究,研究表明:

1) 由于大量不凝性气体的影响(约占 92%),冷凝传热对整体传热性能的强化并不明显,伴随有冷凝的烟气表面传热系数约为相同工况下无凝结表面传热系数的 1.1 倍~1.2 倍。

2) 在本实验工况下,烟气出口温度降到 47℃ 以后,冷凝率的提高明显变缓,这是由于随着水蒸气分压的下降,不凝性气体层的不断加厚,推动水蒸气向壁面扩散的推动力不断减小,使得冷凝变得越来越困难。

3) 在本实验工况下(烟气雷诺数 $Re=400\sim 1650$),根据 Colburn-Hougen 模型,得到了冷凝对流传热无量纲关联式,拟合为 $Nu = 0.077Re^{0.57} \cdot Pr^{-3.94}L_n^{-0.066}$,为冷凝式翅片板换热器设计提供了依据。

参考文献:

- [1] 曹彦斌,艾效逸,郭全,等. 伴随有水蒸气凝结的烟气对流换热的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2000, 21(6): 729-733.
CAO Yanbin, AI Xiaoyi, GUO Quan, et al. Investigation on forced convective heat transfer with steam condensation of flue by experiment[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2000, 21(6): 729-733. (in Chinese)
- [2] Stehlik P. Conventional versus specific types of heat exchangers in the case of polluted flue gas as the process fluid: a review[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(1): 1-13.
- [3] Kukulka D J, Devgun M. Fluid temperature and velocity effect on fouling[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(16): 2732-2744.
- [4] Rohsenow W M, Hartnett J P, Ganic E N. Handbook of heat transfer applications [M]. New York: McGraw Hill, 1985.
- [5] Smith E M. Thermal design of heat exchangers[M]. New York: John Wiley & Sons, 1997.
- [6] SHI Xiaojun, CHE Defu, Agnew B, et al. An investigation of the performance of compact heat exchanger for latent heat recovery from exhaust flue gases[J]. Int. J. Heat Mass Tran., 2011, 54(1): 606-615.
- [7] CHEN Qun, Karen F, LI Hanning, et al. Condensing boiler applications in the process industry[J]. Applied Energy, 2012, 89(1): 30-36.
- [8] Jeong K, Kessen M J, Bilirgen H, et al. Analytical modeling of water condensation in condensing heat exchanger[J]. Int. J. Heat Mass Tran., 2011, 53(11): 2361-2368.
- [9] 周兴东, 马学虎, 张宇, 等. 含有不凝气体的蒸汽滴状冷凝传热实验研究[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(6): 1001-1003.
ZHOU Xingdong, MA Xuehu, ZHANG Yu, et al. Experimental investigation of dropwise condensation in the presence of non-condensable gas[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(6): 1001-1003. (in Chinese)
- [10] 周兴东, 马学虎, 兰忠, 等. 滴状冷凝强化含不凝气的蒸汽冷凝传热机制[J]. 化工学报, 2007, 58(7): 1619-1625.
ZHOU Xingdong, MA Xuehu, LAN Zhong, et al. Mechanism of dropwise condensation heat transfer enhancement in presence of non-condensable gas[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2007, 58(7): 1619-1625. (in Chinese)
- [11] Slegers L, Seban R A. Laminar film condensation of steam containing small concentrations of air [J]. Int. J. Heat Mass Tran., 1970, 13(12): 1941-1947.
- [12] Jia L, Peng X F, Sun J D, et al. An experimental study on vapor condensation of wet flue gas in a plastic heat exchanger[J]. Heat Transfer-Asian Research, 2001, 30(7): 571-580.
- [13] Masahiro O, Kazuhiko I, Kiyoyuki Y, et al. Condensation heat transfer on tubes in actual flue gas[J]. Heat Transfer-Asian Research, 2003, 32(2): 153-166.
- [14] MA Xuehu, ZHOU Xingdong, LAN Zhong, et al. Condensation heat transfer enhancement in the presence of non-condensable gas using the interfacial effect of dropwise condensation[J]. Int. J. Heat Mass Tran., 2008, 51(7): 1728-1737.
- [15] Foumeny E A, Ma J. Heat exchangers engineering[M]. New York: Ellis Horwood, 1993.