

文章编号:1671-6833(2014)06-0010-04

螺旋格栅纽带开发及其综合换热性能分析

吴金星¹, 彭旭¹, 李俊超¹, 刘青锋², 贺敏², 李国立²

(1. 郑州大学 化工与能源学院, 河南 郑州 450001; 2. 河南力威热能设备制造有限公司, 河南 郑州 450101)

摘要: 针对燃气真空锅炉中较大直径的换热管, 开发了一种新型管内插入物——螺旋格栅纽带, 用于强化管内对流换热. 分别建立了管内插入螺旋格栅纽带及相同结构参数普通纽带的三维几何模型, 在相同工况下用 FLUENT 软件模拟了管内综合换热性能, 根据模拟结果分析了螺旋格栅纽带强化管内对流换热的 3 种机理, 即流通截面当量直径减小、螺旋流速度增大、离心力引发二次流等. 结果表明: 相同工况下, 螺旋格栅纽带的对流换热系数比普通纽带减小了 8.6%, 同时单位长度螺旋格栅纽带的压降比普通纽带减小了 32%, 而综合评价因子 J 值大于 1, 表明螺旋格栅纽带具有良好的综合换热性能.

关键词: 燃气真空锅炉; 管内插入物; 螺旋格栅纽带; 强化换热; 数值模拟

中图分类号: TQ051.5; TK124

文献标志码: A

doi: 10.3969/j.issn.1671-6833.2014.06.003

0 引言

对于大直径换热管(如 $\Phi \geq 25$ mm)的内部强化换热, 要改变换热管的几何形状, 加工难度较大, 因此常采取增设管内插入物的方法, 如内插各种型式的翅片或扰流子等. 各种翅片的加工成本较高且重量较大, 而管内插入扰流子则是一种结构简单、更加经济实用的方法^[1]. 高翔等^[2-3]把管内插入扰流子形成的旋流分为衰减性旋流和非衰减性旋流两种, 研究表明, 螺旋肋片形成的非衰减性旋流比多翅管和衰减性旋流在传热系数上分别提高 60%~85% 和 49%, 但其阻力损失也较大, 在较低 Reynolds 数下非衰减性旋流的综合热力学性能较好. 文献[4-11]表明, 在各种型式的管内插入物中, 螺旋纽带具有结构简单、加工方便、强化传热、经济实用的良好综合性能. 笔者针对燃气真空锅炉中较大直径的换热管, 用插入物来强化管内自来水的对流换热, 重点是减小管内流阻, 在综合分析现有管内插入物结构及性能特点的基础上, 开发了一种新型螺旋格栅纽带.

1 新型螺旋格栅纽带的开发

流体在圆管内充分发展流动时, 中心区域流体速度较大但速度梯度很小, 而近壁处存在着流

体速度较小但速度梯度较大的滞留层, 流体与管壁的对流换热热阻主要集中在滞留层中. 管内插入普通纽带可使管内全部流体产生螺旋流动, 有效强化流体对流换热, 但管内流体的流阻也显著增大, 从而增加了泵功耗^[1]. 为了减小管内流体的流阻, 笔者开发了一种螺旋格栅纽带. 格栅纽带的加工工艺如下: 首先按照换热管的内径和长度剪裁出金属片, 接着在薄平金属片上按照设计尺寸间隔铣轧出矩形孔, 然后按照预定扭率扭制成格栅状. 格栅纽带的整体结构呈现为变形的矩形孔和孔桥交替排列的形式, 与普通纽带的对比如图 1 所示. 格栅纽带中心区域被挖空, 使得管内中心区域速度较大的流体直接掠过纽带, 不再产生旋流, 而近壁区流体在格栅纽带的诱导下产生非衰减性旋流, 不但增大了滞留层流体速度, 而且改变了流体的流动方向, 能有效提高流体的湍流度, 从而达到强化管内对流传热的目的.

格栅纽带属于非衰减性螺旋发生装置^[2], 在真空锅炉的换热管中全程放置. 如换热管内径 D_i 为 20 mm 时, 格栅纽带一般选取厚度 δ 为 1 mm、宽度 b 为 19 mm(略小于管内径)的不锈钢金属片扭制而成, 纽带的扭率 γ 定义为纽带扭转 180° 沿轴线的延伸长度 H 与纽带宽度 b 之比.

收稿日期: 2014-06-06; 修订日期: 2014-09-05

基金项目: 河南省重点科技攻关计划项目(132102210406)

作者简介: 吴金星(1968-), 男, 河南通许人, 郑州大学教授, 博士, 主要从事强化传热与节能技术研究, E-mail: wujx@zzu.edu.cn

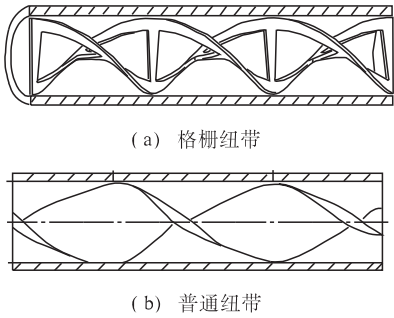


图 1 格栅纽带与普通纽带结构对比图
Fig. 1 Comparison of structure between grid twisted tape and ordinary twisted tape

2 格栅纽带强化管内换热机理分析

2.1 换热管流通截面当量直径减少

格栅纽带插入换热管后,管内流体的流通区域被分隔成两部分,格栅纽带占据了管内部分流通截面,其当量直径的计算公式为

$$D_e = \frac{4A_1}{C_1} = \frac{D_i(1 - 4b\delta/(\pi D_i))}{1 + 2(b/D_i + \delta/D_i)/\pi}$$
 (1)

式中: A_1 为流通截面积, m^2 ; C_1 为流道润湿周长, m .

从式(1)可见,换热管插入纽带后,其当量直径比光管内径小^[3],在相同流量下管内流体流速自然会增大,有利于强化换热.

2.2 螺旋流动速度增大

管内插入格栅纽带后,流体在管内做螺旋流动,与光管相比流体流程增长,在流量不变的情况下,管内流体流速必然增大,且流体的湍流度增强,对管内壁面冲刷更加强烈,使壁面流体滞留层遭到破坏,对流换热得到强化.

2.3 离心力引发二次流

当流体在管内流动时,格栅纽带使近壁区流体产生螺旋流动和离心力,离心力和管壁面的反作用力使流体产生二次流.文献[4-6]通过对螺旋流动数值研究指出,随着 Re 增加和纽率减小,纽带一侧的二次流由一个变成两个.设管内插入格栅纽带后产生二次流的合成速度为 u_{2s} ,管内流体整体螺旋运动的合成速度是 u_s ,则合成速度为

$$u_{2s} = u_s \frac{1}{1 - 4b\delta/(\pi D_i^2)} \sqrt{1 + \left(\frac{\pi}{2y}\right) + \frac{1}{4y^2} \left(\frac{\pi}{4} + 1\right)^2}$$
 (2)

由式(2)可知,换热管内部存在较大的二次流速,必然会加强管内各部分流体的掺混,具有强化换热的作用.

3 格栅纽带与普通纽带的综合性能模拟

3.1 物理模型与模拟方法

在相同纽率、相同结构参数和相同工况下,建立格栅纽带和普通纽带的三维几何模型.选取格栅纽带模型参数为:纽带中心区的矩形孔尺寸为 $15\text{ mm} \times 9\text{ mm}$,矩形孔中心间距为 20 mm ,纽率 $y = 4.2$.普通纽带(中心区无开孔)主要结构参数与格栅纽带相同.

计算过程做如下假设:①不考虑重力影响;②所有液-固接触面为无滑移;③流体流过管后无质量增加;④管壁为等壁温;⑤流体为不可压缩稳态流体.模拟条件设置为:换热介质为水,进口流量为 0.147 kg/s .边界条件为:操作在标准大气压下进行,选取进口温度为 288 K ;换热管设为恒壁温,壁面温度为 358 K ;换热管进出口采取周期性边界条件.采用标准 $k-\varepsilon$ 方程湍流模型;压力与速度的耦合采用 SIMPLE 算法;动量、能量及湍流参量的求解采用二阶迎风格式,能量方程残差控制在 10^{-8} 数量级,其余方程残差控制在 10^{-6} 数量级.

在模型的网格划分时,因为近壁区流体速度梯度很大,所以近壁区网格需要加密处理,以确保计算结果的精确性.综合考虑计算机的性能和经济性,笔者进行了网格独立性验证.以扭率 $y = 1.05$ 为例,分别取网格数量为 30 万、40 万、50 万、60 万、70 万进行计算,结果发现,当网格数大于 60 万时,换热系数和压降的计算结果基本稳定,因此,判定网格数为 60 万时已能满足计算精度要求.

3.2 格栅纽带与普通纽带的综合性能分析

在相同工况条件下,格栅纽带和普通纽带的计算结果见表 1.可见,格栅纽带比普通纽带的换热系数减小了 8.6% ,同时其单位管长压降比普通纽带减小了 32% .这是因为格栅纽带的中心区域开孔,纽带的堵塞面积减少了近 20% ,使中心区域流体做直线流动,管内压降必然显著减小.

表 1 两种纽带在相同工况下换热系数与压降对比
Tab.1 Comparison of heat transfer coefficient and pressure drop of two kind twisted tapes under identical conditions

纽带类型	换热系数 $h/$	压降 $\nabla P/$
	($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)	($\text{Pa} \cdot \text{m}^{-1}$)
格栅纽带	3 528.243	1 131.977
普通纽带	3 861.647	1 665.526

用公式 $J = (h/h_0)/(\nabla P/\nabla P_0)^{1/2}$ 来评价组带的综合性能^[3],评价因子 J 的数值大于 1,说明格栅组带的综合性能优于普通组带.

3.3 内置格栅组带的管内流场分析

图 2(a)是格栅组带开孔中心处横截面流场图,图 2(b)是格栅组带孔桥处横截面流场图.两处的流场分布皆可看出,流体在横截面上呈现较强的螺旋流动,并产生由内到外流动趋势,从而使各部分流体的充分掺混,达到强化换热的目的.

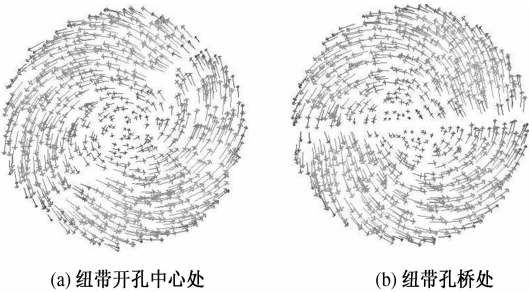


图 2 内插格栅组带的管内两个横截面流场
Fig. 2 Flow field of two cross sections in tube inserted with grid twisted tape

4 雷诺数及组率对换热和压降的影响

为分析不同组率格栅组带的性能,格栅组带的组率 γ 分别取:1.05,2.10,3.16,4.20,5.26,建立的模型长度为 $2H$,即扭转 360° 的螺旋长度.设流体流量为:0.073 6,0.147,0.220,0.294,0.368 kg/s,对应雷诺数分别为 5 000,10 000,15 000,20 000,25 000.其他参数和条件不变,模拟结果如图 3、图 4 所示.图 3(a)是不同组率格栅组带的换热系数随雷诺数的变化情况;图 3(b)是不同组率格栅组带的单位长度压降随雷诺数的变化情况.

从图 3(a)可以看出,管内插入格栅组带后,对流换热系数随着雷诺数的增加而增大,且随着组率减小,对流换热系数也增大.当雷诺数达到 20 000,组率 $\gamma > 3$ 时,换热系数的增长速率减小,而组率 γ 为 1.05 和 2.1 的管内换热系数依然增长较快.其原因是组率较小时,格栅组带对管内流体扰动更强烈,管内流体湍流度更大.图 3(b)表明,随着雷诺数增大,管内压降快速增大,且组率越小压降增大越快.

图 4 反映了换热系数与单位长度压降之比随雷诺数的变化情况,比值越大说明格栅组带插入换热管后综合性能越好.从图 4 可以看出,随着雷诺数增大,比值迅速减小,综合性能变差.当雷诺

数超过 20 000 时,各种组率格栅组带的综合性能差别不大.综合来看,要获得最佳的综合换热效果,需要选择适当的组率和流体雷诺数.

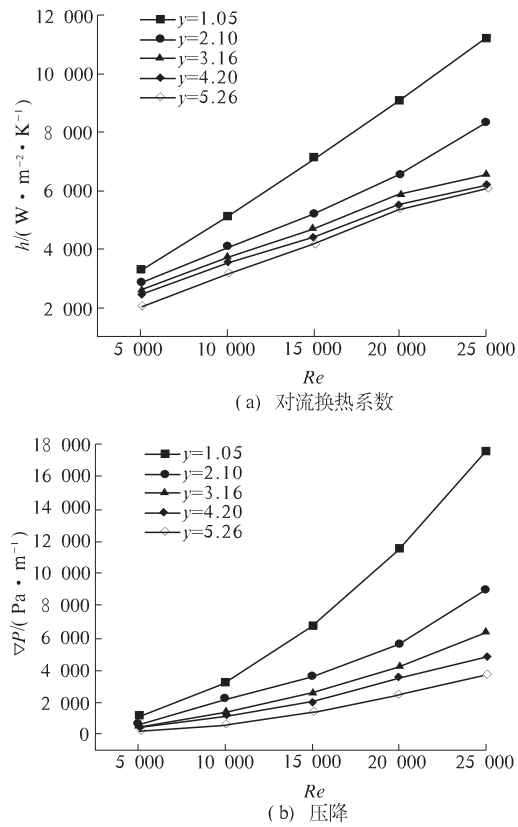


图 3 雷诺数对换热系数和压降的影响
Fig. 3 Influence of Reynolds number on convective heat transfer coefficient and pressure drop

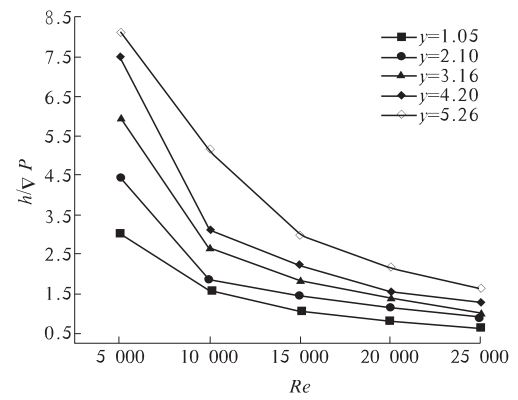


图 4 综合换热性能随雷诺数的变化
Fig. 4 Relation of comprehensive heat transfer characteristics and Reynolds number

5 结论

(1) 格栅组带结构简单,加工制造方便,具有明显的强化换热和减小流阻的效果.其强化管内对流换热有 3 种机理,即插入格栅组带使管内流

通截面的当量直径减小、管内流体螺旋流动使流体速度增大及螺旋流动引发二次流。

(2)随着雷诺数增大,管内格栅纽带的综合性能迅速变差。在雷诺数达到 20 000 且扭率 $\gamma > 3$ 时换热系数增大速率减小,但压降仍增长较快。

(3)相同工况下,格栅纽带比普通纽带的对流换热系数减少了 8.6%,同时其单位长度压降比普通纽带减少 32%,而综合评价因子 J 值大于 1,表明格栅纽带能很好地改善管内对流换热条件,具有良好的综合换热性能。

(4)随着扭率增大,插入格栅纽带的管内对流换热系数变小,扭率 $\gamma > 3$ 时对流换热系数受扭率变化的影响很小,但压降却继续增大。因此,要获得最佳的综合换热效果,需要选择适当的扭率和流体雷诺数。

参考文献:

- [1] 吴金星,韩东方,曹海亮. 高效换热器及其节能应用[M]. 北京:化学工业出版社,2009.
- [2] 高翔,骆仲泐,周劲松,等. 衰减性旋流强化传热性能的研究[J]. 中国电机工程学报,2003,23(5): 184-188.
- [3] 高翔,骆仲泐,周劲松,等. 螺旋肋片形成非衰减性旋流的强化传热性能[J]. 化工学报,2003,54(9): 1205-1208.
- [4] 张琳,钱红卫,俞秀民,等. 内置螺旋纽带换热管的传热强化机理[J]. 机械工程学报,2007,43(1): 139-143.
- [5] DATE A W. Predictin of fully developed flow in a tube containing a twisted-tape [J]. Int. J. Heat and Mass Transfer,1974,17:845-859.
- [6] MANGLIK R M, BERGLES A E. Heat transfer and pressure drop correlation for twisted-tape inserts in isothermal tubes(Part I): laminar flows[J]. Journal of Heat Transfer, Transactions ASME, 1993, 115(4): 881-889.
- [7] 朱冬生. 插入物强化管壳式换热器管内高粘度流体的传热[J]. 石油炼制与化工, 1998, 29(7): 39-42.
- [8] 刘雯,骆政园,白博峰. 管内含螺旋纽带诱导的螺旋涡特性[J]. 化工学报, 2011, 62(11): 3115-3122.
- [9] 吴剑恒. 螺旋纽带自动除垢防垢和强化传热技术的原理及应用[J]. 汽轮机技术, 2007, 49(2): 151-154.
- [10] 刘舜尧,管文华. 管壳式换热器纽带强化传热实验研究[J]. 广东化工, 2009, 36(10): 175-177.
- [11] 刘雯,骆政园,白博峰. 管内螺旋涡流的数值模拟研究[J]. 工程热物理学报, 2012, 32(12): 2060-2063.

Analysis on Comprehensive Heat Transfer Characteristics and Development of the Spiral Grid Twisted Tape

WU Jin-xing¹, PENG Xu¹, LI Jun-chao¹, LIU Qing-feng², HE Min², LI Guo-li²

(1. School of Chemical Engineering and Energy, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China; 2. Henan Leway Thermal Equipment Manufacturing Co. Ltd., Zhengzhou 450101, China)

Abstract: In order to enhance convective heat transfer of the heat transfer tubes with bigger diameter, a new kind of tube insert, spiral grid twisted tape, was developed for the gas-fired vacuum boiler. 3D geometric models of the spiral grid twisted tape and the classic twisted tape with the same twist ratio inserted the tubes were set up respectively. The comprehensive heat transfer characteristics in the tube was simulated using the FLUENT software under the same conditions. The mechanisms of heat transfer enhancement, such as decrease of hydraulic diameter of flow section, increase of spiral flow speed, the secondary flow caused by centrifugal force etc. are analyzed. The results show that the convective heat transfer coefficient of the spiral grid twisted tape decreases 8.6% than that of the classic twisted tapes and pressure drop decreases 32.0%, and comprehensive evaluation factor J is greater than 1. It shows that the spiral grid twisted tape has a good comprehensive heat transfer performance.

Key words: gas-fired vacuum boiler; tube insert; spiral grid twisted tape; heat transfer enhancement; numerical simulation