

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2024.04.003

强化换热管冷却壁传热分析及结构优化

徐 迅¹, 吴俐俊²

(1. 南通大学 杏林学院, 江苏 南通 226000; 2. 同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘 要: 强化冷却水管的换热, 对提高冷却壁的传热性能、延长冷却壁使用寿命有重要意义。利用 Fluent 数值模拟研究了丁胞管、螺纹管、扭曲椭圆管 3 种强化换热管对冷却壁换热性能的影响, 并对强化换热管结构参数进行了优化, 建议丁胞管结构参数设定如下: 丁胞纵向间距为 40 mm, 径向丁胞数为 4, 丁胞半径为 2 mm; 螺纹管结构参数设定肋条数为 4, 肋高为 1 mm, 肋宽为 5~7 mm, 导程为 25~40 mm; 扭曲椭圆管结构参数设定导程不大于 100 mm, 短长轴之比取 0.4~0.6。对比分析实验结果表明: 螺纹管和扭曲椭圆管对冷却壁强化换热效果较好, 丁胞管较差, 扭曲椭圆管可以在水管压力损失较小下实现较好的强化换热效果。

关键词: 冷却壁; 强化换热管; 数值模拟; 结构优化

中图分类号: TK172

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2024)04-0013-07

引文格式: 徐 迅, 吴俐俊. 强化换热管冷却壁传热分析及结构优化 [J]. 湖南工业大学学报, 2024, 38(4): 13-19.

Study on Heat Transfer Analysis and Structural Optimization of the Cooling Stave for Enhanced Heat Exchange Tubes

XU Xun¹, WU Lijun²

(1. Xinglin College, Nantong University, Nantong Jiangsu 226000, China;

2. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Strengthening the heat exchange of cooling water pipes is of great significance for improving the heat transfer performance of cooling staves and extending their service life. By adopting a Fluent numerical simulation, a research has thus been conducted on the effect of three types of enhanced heat transfer tubes, namely, dimple tubes, threaded tubes, and twisted elliptical tubes, on the heat transfer performance of the cooling stave, followed by an optimization of the structural parameters of the enhanced heat transfer tubes. It is suggested that the structural parameters of the dimple tubes be set as follows, the longitudinal spacing of the dimple tubes being 40 mm, the radial number of dimples being 4, and the dimple radius being 2 mm, the set structural parameters of the threaded tube being 4 ribs, with a rib height of 1mm, a rib width of 5~7 mm, and a lead of 25~40 mm. The structural parameter of the twisted elliptical tubes should be set with a lead not exceeding 100 mm, with the short to long axis ratios between 0.4 and 0.6. Comparative analysis of experimental results shows that threaded tubes and twisted elliptical tubes are characterized with a better heat transfer enhancement effect on cooling staves, while dimple tubes are poorer in performance. Twisted elliptical tubes can achieve better heat transfer enhancement effects at the cost of smaller water pipe pressure loss.

Keywords: cooling stave; enhanced heat exchange tube; numerical simulation; structural optimization

收稿日期: 2023-05-31

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51574179); 江苏省高校“青蓝工程”基金资助项目 (苏教师函 [2021]11 号)

作者简介: 徐 迅, 男, 南通大学副教授, 博士, 主要研究方向为工程传热优化及余热利用, E-mail: xinshoux2@126.com

高炉冷却壁是安装在高炉内部的重要冷却设备,其性能对降低高炉生产成本和节能减排起着非常重要的作用,同时也是影响高炉寿命的根本性因素之一^[1-3]。为了提高高炉冷却壁的性能,研究者利用热态试验、数值模拟等方法,从材质^[4-6]、管形^[7-9]、结构^[10-12]等方面对冷却壁传热特性做了大量的探索,极大地改进了冷却壁的性能。随着高炉的不断大型化和复杂化,对冷却壁的冷却性能提出了越来越高的要求,因此,强化水管的换热性能势在必行。

目前,使用强化换热管元件是强化换热技术最常用的方式。强化换热管主要是利用管独特的几何结构,在管内产生与主流方向不同的二次流或者涡流,减薄近壁面流体区域的边界层厚度,增强流体间的混合程度,从而实现强化换热的目的^[13]。将强化换热管应用到高炉冷却壁中,有望大幅提高冷却壁换热能力,降低冷却壁工作温度,从而延长其使用寿命。因此,本文利用Fluent软件对热换管进行研究,首先,建立了强化换热管冷却壁的传热模型;其次,对丁胞管、波纹管、扭曲椭圆管3种强化换热管冷却壁进行了传热分析和结构优化;最后,与普通圆管冷却壁进行了对比分析。

1 强化换热管冷却壁传热模型

1.1 流体模型建立

当前对冷却壁传热的数值模拟研究大多使用Ansys软件包的Mechanical模块。该模块没有流体动力学计算模型,因此在冷却水处理时,均假定冷却水温度不变,用冷却水平均温度作为物性参数的参考温度,并根据流速计算出冷却水与水管内表面的对流换热系数,以此换热系数与平均温度作为第三类边界条件加载计算。对于强化换热管,水管内表面结构复杂,无统一的换热计算公式,无法通过预计算获得换热系数。本文利用Fluent计算流体力学CFD软件包,根据数值传热学与计算流体力学原理建立强化换热管冷却壁的数学模型,求解可得管内对流换热系数以及水管沿程压力损失。

计算用光壁冷却壁的尺寸为400 mm×300 mm×110 mm(高×宽×厚)。冷却壁内均匀布置两根冷却水管,水管内径为25 mm,水管中心间距为150 mm。冷却壁材质为铸钢。

冷却壁三维稳态导热微分方程为

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\right) = 0. \quad (1)$$

式中: T 为温度,℃; λ 为壁体导热系数, $\text{W}(\text{m}\cdot\text{℃})^{-1}$; x 、 y 、 z 分别为沿冷却壁厚度、宽度、高度的方向。

设冷却水为不可压缩牛顿流体,定常流动,则其连续性方程为

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0; \quad (2)$$

动量方程为

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_i}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_i}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_i}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial z^2} \right); \quad (3)$$

式中: u_i 为所选坐标方向的流体流速,分别用 u_x 、 u_y 、 u_z 表示; ν 为流体的运动黏度, $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$; P 为流体的压力,Pa; ρ 为流体的密度, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ 。

能量方程为

$$u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right). \quad (4)$$

式中 a 为介质的热扩散率, $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$ 。

冷却水为湍流流动,本研究中采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型。

1.2 边界条件设定

冷却水入口采用速度入口条件,温度为环境温度,设为30℃,速度为冷却壁常用工况,设为 $2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。冷却水出口采用压力出口条件,设为环境压力。

冷却壁热面与炉气之间的热交换为第三类边界条件:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = h_g (T_g - T_1). \quad (5)$$

式中: h_g 为壁热面与炉气的换热系数,取值 $232\text{ W}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{℃})^{-1}$ ^[14]; T_g 为炉气温度,取值 1200 ℃ ; T_1 为热面面元温度,℃。

冷却壁冷面与周围空气的热交换为第三类边界条件:

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = h_k (T_2 - T_a). \quad (6)$$

式中: h_k 为壁冷面与周围空气间的自然换热系数,取 $11\text{ W}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{℃})^{-1}$ ^[14]; T_2 为冷面面元温度,℃; T_a 为空气温度,取 30 ℃ 。

2 强化换热管冷却壁传热特性分析

强化水管管形不仅会影响管内对流换热系数,还会改变换热面积。此时,换热系数并不能全面反映水管的换热能力,因此采用对流热阻 R_c 来表征水管的换热能力, R_c 越小,换热能力越强,其公式为

$$R_c = 1/h_w A. \quad (7)$$

式中: h_w 为水管内表面与冷却水的对流换热系数,

$W \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{C})^{-1}$; A 为水管内表面面积, m^2 。

由于强化换热管的扰流作用, 会造成流动阻力增加, 因此将水管的压力损失作为一个不利因素评判指标。强化换热管对冷却壁的冷却效果, 最终表现为冷却壁温度下降, 因此将冷却壁热面最高温度作为冷却效果的评价指标。

2.1 丁胞管冷却壁

丁胞管是通过铸造或机械冲压等加工方法, 在管壁上按照一定排列方式, 以一定深度加工形成的凹坑管, 如图 1 所示。图中 s 为丁胞纵向距离, mm ; r 为丁胞半径, mm ; D 为水管外径, mm ; d 为水管内径, mm 。

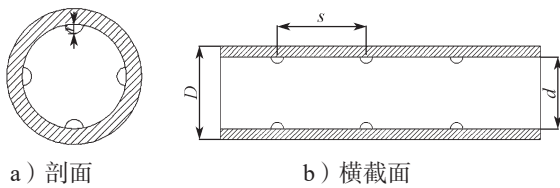


图 1 丁胞管结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of dimpled tubes

2.1.1 丁胞纵向间距对换热的影响

设定丁胞半径为 1 mm , 径向丁胞数为 4 , 丁胞纵向间距分别取 $20, 40, 80 \text{ mm}$ (对应 400 mm 冷却壁高度内的纵向丁胞数分别为 $20, 10, 5$) 计算, 不同丁胞纵向间距下, 水管内表面对流热阻、水管压力损失, 以及冷却壁热面最高温度, 如图 2 所示。

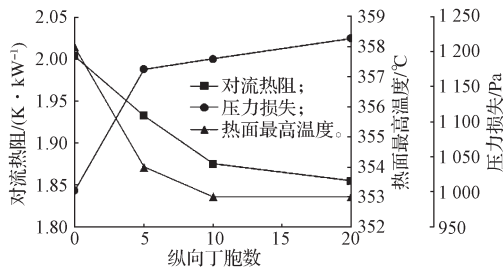


图 2 不同丁胞纵向间距下水管内表面对流热阻、压力损失及冷却壁热面最高温度

Fig. 2 Convective thermal resistance, pressure loss and maximum temperature of cooling stove heat surface on the inner surface of water pipes with different longitudinal dimple spacing

由图 2 可知, 对流热阻 R_c 随丁胞纵向间距的减小而减小, 减小趋势逐渐减缓。这是由于流体在流过丁胞时出现扰流现象, 丁胞处边界层变薄, 且流体在丁胞结构边缘处产生涡旋, 增大了流动的湍流程度, 从而增强了换热效果。丁胞纵向间距为 20 mm 的水管相比于普通圆管, R_c 从 $2.00 \text{ K} \cdot \text{kW}^{-1}$ 降为 $1.85 \text{ K} \cdot \text{kW}^{-1}$, 降幅为 7.5% 。由于丁胞结构的形阻作用, 流动过程的压力损失有所增大。当丁胞纵向间距为

20 mm 时, 水管压力损失较普通圆管从 1002 Pa 增加到 1219 Pa , 约增长了 21.9% 。冷却壁热面最高温度随丁胞纵向间距的减小而减小。但丁胞纵向间距小于 40 mm 后对冷却壁性能的提升几乎没有作用。丁胞纵向间距为 40 mm 时, 相比于普通圆管, 冷却壁热面最高温度从 $358 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 降为 $353 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 降幅为 1.4% 。

2.1.2 径向丁胞数对换热的影响

设定丁胞半径为 1 mm , 丁胞纵向间距为 40 mm , 径向丁胞数分别取 $2, 4, 6$ 计算, 不同径向丁胞数下, 水管内表面对流热阻、水管压力损失, 以及冷却壁热面最高温度如图 3 所示。

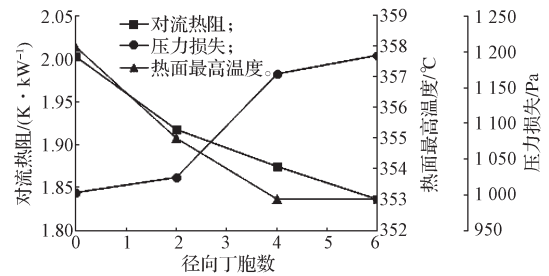


图 3 不同径向丁胞数下水管内表面对流热阻、压力损失以及冷却壁热面最高温度

Fig. 3 Convective thermal resistance, pressure loss and maximum temperature of cooling stove hot surface on the inner surface of water pipes with different radial dimple numbers

由图 3 可知, 对流热阻 R_c 随径向丁胞数的增加而减小。径向丁胞数为 6 时, R_c 为 $1.83 \text{ K} \cdot \text{kW}^{-1}$, 较圆管减小了 8.5% 。水管压力损失随径向丁胞数的增加而增加。径向丁胞数为 6 时, 水管压力损失为 1186 Pa , 较普通圆管增长了 18.3% 。冷却壁热面最高温度随径向丁胞数的增加而降低, 但径向丁胞数大于 4 后对冷却壁性能的提升几乎没有作用。径向丁胞数为 4 时, 冷却壁热面最高温度为 $353 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 相比普通圆管降幅为 1.4% 。

2.1.3 丁胞半径对换热的影响

设定丁胞纵向间距为 40 mm , 径向丁胞数为 4 , 丁胞半径分别取 $1, 2, 4 \text{ mm}$ 计算, 不同丁胞半径下, 水管内表面对流热阻、水管压力损失, 以及冷却壁热面最高温度如图 4 所示。由图 4 可知, 丁胞半径增大时, 扰流增强, 换热系数增加, 同时换热面积增加, 对流热阻 R_c 减小。丁胞半径为 4 mm 时, R_c 为 $1.71 \text{ K} \cdot \text{kW}^{-1}$, 相比于普通圆管降幅达 14.5% 。水管压力损失随丁胞半径增加而迅速增加。丁胞半径为 1 mm 时的水管压力损失为 1170 Pa , 相比普通圆管增长了 16.8% 。丁胞半径为 4 mm 时水管压力损失达 3345 Pa , 相比于 1 mm 时又大幅增长了 1.86 倍。丁胞半径越大, 冷却壁热面最高温度越低。丁胞半

径为 2 mm 时, 冷却壁热面最高温度为 351 ℃, 相比普通圆管降幅为 2.0%。而丁胞半径为 4 mm 时, 热面最高温度为 350 ℃, 相比于半径为 2 mm 时仅下降了 0.3%。而水管压力损失却大幅增加, 建议丁胞半径设定为 2 mm。

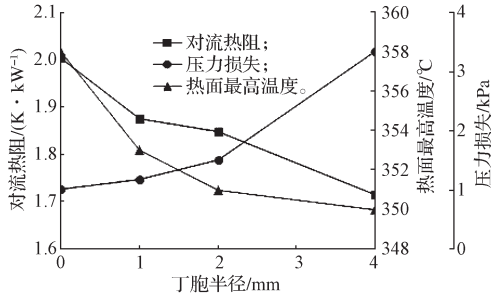


图 4 不同丁胞半径下水管内表面对流热阻、压力损失以及冷却壁热面最高温度

Fig. 4 Convective thermal resistance, pressure loss and maximum temperature of cooling stave hot surface on the inner surface of water pipes with different dimple radius

2.2 螺纹管冷却壁

螺纹管是在圆管内壁采用一定加工工艺产生塑性变形而形成具有一定螺旋角的翅片, 如图 5 所示。图中 w 为螺纹肋宽, mm; h 为螺纹肋高, mm; l 为螺纹导程, mm。

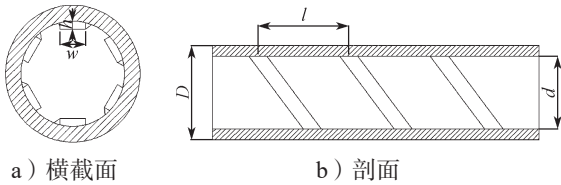


图 5 螺纹管结构示意图

Fig. 5 Structure diagram of internal ribbed tubes

2.2.1 螺纹肋条数对冷却壁性能的影响

设定螺纹肋高为 1.5 mm, 肋宽为 5 mm, 导程为 80 mm, 肋条数分别取 1, 2, 4, 6。肋条数变化时, 螺纹管内表面对流热阻、水管压力损失, 以及冷却壁热面最高温度, 如图 6 所示。

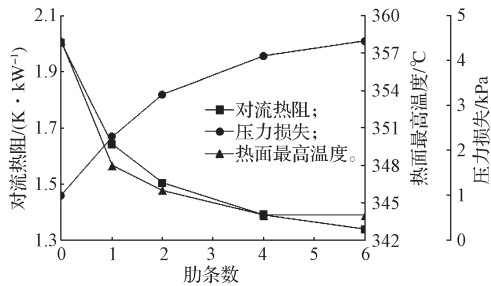


图 6 不同螺纹肋条数下水管内表面对流热阻、压力损失以及冷却壁热面最高温度

Fig. 6 Convective thermal resistance, pressure loss and maximum temperature of cooling stave with different number of ribs

由图 6 可知, 对流热阻 R_c 随肋条数的增加而减小。这是由于螺纹结构使管内形成旋流, 强化了换热。螺纹管为 4 根肋条时, R_c 为 $1.39 \text{ K}\cdot\text{kW}^{-1}$, 相比普通圆管降幅达 30.5%; 6 根肋条时, R_c 为 $1.34 \text{ K}\cdot\text{kW}^{-1}$, 相比于 4 根肋条时仅下降了 3.6%。水管压力损失随肋条数的增加而增加。肋条数为 6 时, 水管压力损失为 4 438 Pa, 较普通圆管增长 3.43 倍。冷却壁热面最高温度随肋条数的增加而降低, 但降幅逐渐减小。4 或 6 根肋条的螺纹管相比于普通圆管, 冷却壁热面最高温度从 358 ℃降为 344 ℃, 降幅为 3.9%。建议螺纹管肋条数选择 4。

2.2.2 螺纹肋高对冷却壁性能的影响

设定螺纹肋条数为 4, 肋宽为 5 mm, 导程为 80 mm, 肋高分别取 1, 2, 3, 5 mm, 不同螺纹肋高下, 螺纹管内表面对流热阻、水管压力损失, 以及冷却壁热面最高温度, 如图 7 所示。

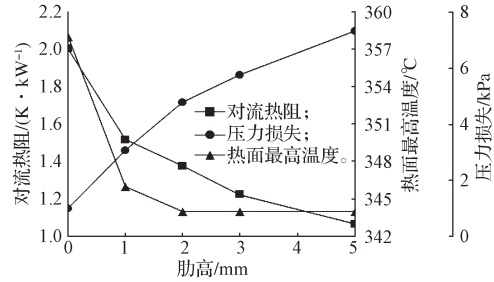


图 7 不同螺纹肋高下水管内表面对流热阻、压力损失以及冷却壁热面最高温度

Fig. 7 Convection heat resistance, pressure drop and maximum temperature of cooling stave hot surface on the inner surface of water pipes with different thread rib height

由图 7 可知, 对流热阻 R_c 随螺纹肋高的增加而减小。这是由于肋高增加时, 管内旋流增强, 同时水管内表面面积增加。肋高为 5 mm 的螺纹管相比于普通圆管, R_c 从 $2.00 \text{ K}\cdot\text{kW}^{-1}$ 降为 $1.07 \text{ K}\cdot\text{kW}^{-1}$, 降幅为 46.5%。水管压力损失随螺纹肋高的增加而大幅增加。肋高为 5 mm 时, 水管压力损失为 7 319 Pa, 较普通圆管增长了 6.3 倍。冷却壁热面最高温度随肋高的增加呈下降趋势。肋高为 1 mm 的螺纹管冷却壁热面最高温度为 346 ℃, 相比于普通圆管, 降幅为 3.4%。但肋高进一步增加对冷却壁热面最高温度的下降效果非常微弱。故建议螺纹肋高设定为 1 mm。

2.2.3 螺纹肋宽对冷却壁性能的影响

设定螺纹肋条数为 4, 肋高为 1 mm, 导程为 80 mm, 肋宽分别取 2, 3, 5, 7 mm, 不同螺纹肋宽下, 螺纹管内表面对流热阻、水管压力损失, 以及冷却壁热面最高温度, 如图 8 所示。

由图 8 可知, 当肋宽为 2, 3, 5, 7 mm 时, 对流热阻 R_c 随螺纹肋宽的增加呈现小幅增加的趋势, 但变

化幅度很小。水管压力损失随肋宽的增加小幅下降。不同螺纹肋宽下的冷却壁热面最高温度变化幅度也很小。

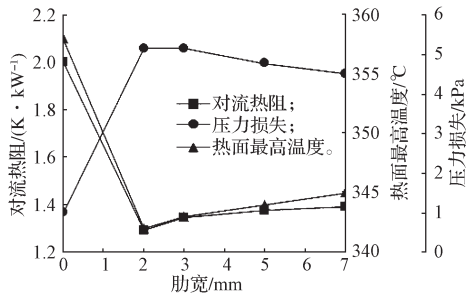


图8 不同螺纹肋宽下水管内表面对流热阻、压力损失以及冷却壁热面最高温度

Fig. 8 Convective thermal resistance, pressure loss and maximum temperature of cooling stave hot surface on the inner surface of water pipes with different thread rib widths

考虑到过小的肋宽不利于螺纹管的加工制作, 故建议螺纹肋宽设定为 5~7 mm。

2.2.4 螺纹导程对冷却壁性能的影响

设定螺纹肋条数为 4, 肋高为 1 mm, 肋宽为 5 mm, 导程分别取 80, 40, 25, 20 mm (换算为 400 mm 冷却壁高度内的扭转圈数分别为 5, 10, 16, 20), 不同导程下螺纹管内表面对流热阻、水管压力损失以及冷却壁热面最高温度如图 9 所示。由图 9 可知, 对流热阻 R_c 随螺纹导程的减小而减小。导程 20 mm 的螺纹管 R_c 为 $1.07 \text{ K}\cdot\text{kW}^{-1}$, 相比于普通圆管降幅为 46.5%。水管压力损失随螺纹导程的减小而大幅增加。导程为 20 mm 时, 水管压力损失为 12 216 Pa, 较普通圆管增长了 11.2 倍。冷却壁热面最高温度随导程的减小呈下降趋势。导程为 20 mm 的螺纹管冷却壁热面最高温度为 338 °C, 相比于普通圆管, 降幅为 5.6%。但在螺纹导程小于 25 mm 后再减小对冷却壁热面最高温度的下降效果非常微弱, 故建议导程设定为 25~40 mm。

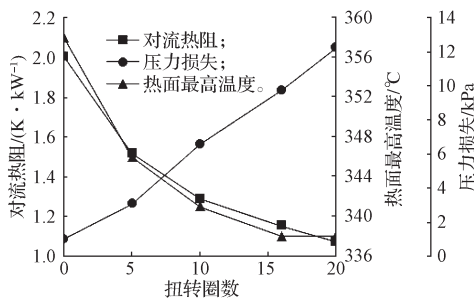


图9 不同螺纹导程下水管内表面对流热阻、压力损失以及冷却壁热面最高温度

Fig. 9 Convective thermal resistance, pressure loss and maximum temperature of cooling stave hot surface on the inner surface of water pipes with different thread leads

2.3 扭曲椭圆管

扭曲管是圆型光管经过冷轧技术加工成的椭圆横截面沿轴线螺旋扫描出的螺旋形换热管, 如图 10 所示。图中 s 为导程, mm; a 为长轴, mm; b 为短轴, mm。



图 10 扭曲椭圆管结构示意图
Fig. 10 Structure diagram of twisted oval tube

2.3.1 扭曲椭圆管导程对换热的影响

选取短长轴之比为 0.5 的椭圆管, 导程分别取 200, 100, 80 mm (对应 400 mm 长度范围内的扭曲圈数分别为 2, 4, 5) 以及普通椭圆管共 4 组数据, 不同导程下, 水管内表面对流热阻、水管压力损失, 以及热面最高温度, 如图 11 所示。

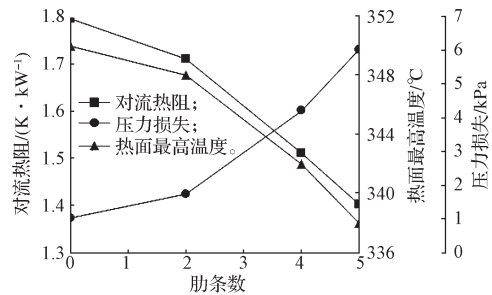


图 11 扭曲椭圆管不同导程下水管内表面对流热阻、压力损失以及冷却壁热面最高温度

Fig. 11 Convective thermal resistance, pressure loss and maximum temperature of cooling stave hot surface on the inner surface of a twisted elliptical tube with different lead lengths

由图 11 可知, 对流热阻 R_c 随导程的减小而下降。这是由于扭曲管结构使得管内流体产生旋转流动, 扭转时流体冲击管道壁面, 削弱了热边界层, 从而强化了换热。同时换热面积增大, 两者共同作用下 R_c 下降趋势明显。导程为 80 mm 的扭曲管相比于普通椭圆管, R_c 从 $1.79 \text{ K}\cdot\text{kW}^{-1}$ 降为 $1.40 \text{ K}\cdot\text{kW}^{-1}$, 降幅为 21.8%。相比于普通圆管下降了 30%。扭曲椭圆管在增强了换热的同时, 也增加了水流阻力。导程为 80 mm 时, 水管压力损失为 6 023 Pa, 较普通圆管增长了 5.01 倍。冷却壁热面最高温度随导程的减小而下降。并且导程越小, 提升效果越明显。导程为 80 mm 时, 冷却壁热面最高温度为 338 °C, 相比于普通圆管, 降幅为 5.6%。建议导程设定不大于 100 mm。

2.3.2 扭曲椭圆管的椭圆短长轴之比对换热的影响

设定扭曲椭圆管导程为 100 mm, 椭圆短长轴之比 (b/a) 取值 0.4~1.0 进行计算, 不同短长轴之比下,

水管内表面对流热阻、水管压力损失,以及热面最高温度,如图12所示。

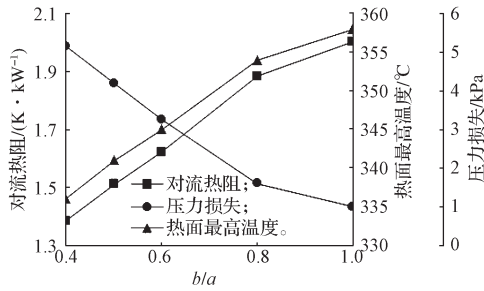


图12 不同短长轴之比下水管内表面对流热阻、压力损失以及冷却壁热面最高温度

Fig. 12 Convective thermal resistance, pressure loss and maximum temperature of cooling stave hot surface on the inner surface of water pipes with different ratios of the short axis to the long axis

由图12可知,对流热阻 R_c 随椭圆短长轴之比的减小而下降。这是由于短长轴之比减小使管内的旋流加剧,从而强化了换热。同时换热面积增大,两者共同作用下 R_c 下降趋势明显。 b/a 为0.4的扭曲管, R_c 为 $1.38 \text{ K}\cdot\text{kW}^{-1}$,相比于普通管降幅为31.0%。水管压力损失随椭圆短长轴之比的减小而增加。 b/a 为0.4时,水管压力损失为 5160 Pa ,较普通圆管增长了4.15倍。冷却壁热面最高温度随椭圆短长轴之比的减小而降低,并且在 $b/a < 0.6$ 时效果明显。 b/a 为0.4时,冷却壁热面最高温度为 $336 \text{ }^\circ\text{C}$,相比于普通圆管降幅为6.1%。为了获得较好的换热效果,同时考虑到 b/a 过小会造成水管压力损失过大,也不利于实际加工,建议短长轴之比 b/a 取值为0.4~0.6。

3 各种强化换热管冷却壁性能对比

按上述分析设定各强化换热管的结构参数如下。

波纹管: 螺纹肋条数为4, 肋高为1 mm, 肋宽为5 mm, 导程为25 mm。

丁胞管: 丁胞径向间距为40 mm, 横向丁胞数为4, 丁胞半径为2 mm。

扭曲椭圆管: 导程为100 mm, 短长轴之比取0.5。

将以上3种强化换热管冷却壁与普通圆管冷却壁的热面最高温度,以及水管压力损失进行对比,结果如图13所示。

由图13可知,丁胞管冷却壁的热面最高温度略低于圆管冷却壁,下降了2.0%。波纹管 and 扭曲椭圆管冷却壁的热面最高温度明显更低,相比于圆管下降了5.6%。在冷却壁热面最高温度相等的前提下,扭曲椭圆管的压力损失远小于波纹管,仅为波纹管的61.9%。扭曲椭圆管可以在水管压力损失较小下实现

较好的强化换热效果。

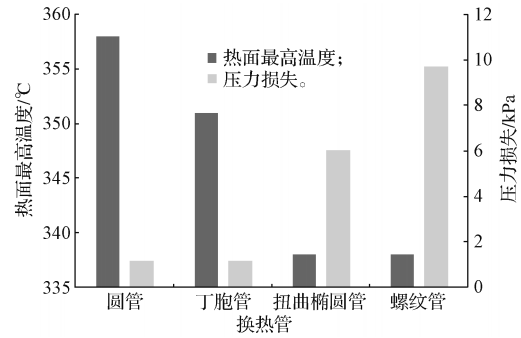


图13 各种强化换热管冷却壁的热面最高温度及水管压力损失

Fig. 13 Maximum temperature of the hot surface and pressure loss of the water pipe in the cooling stave with various reinforced heat exchange tubes

4 结论

本文利用数值模拟法探讨了波纹管、丁胞管、扭曲椭圆管3种强化换热管对冷却壁换热性能的影响,并进行了结构优化。

1) 丁胞管内流体在流过丁胞时出现扰流现象,流速变大,边界层变薄,换热能力增强。丁胞管冷却壁的传热性能随丁胞纵向间距的减小、径向丁胞数的增加或丁胞半径的增加而升高,但同时水管压力损失增加。建议丁胞管结构参数设定为丁胞纵向间距为40 mm,径向丁胞数为4,丁胞半径为2 mm。

2) 波纹管内表面的螺纹结构可以使管内产生旋流,增强换热。波纹管冷却壁传热性能随螺纹肋条数增加、肋高增加、肋宽减小或导程减小而升高,但同时水管压力损失也大幅增加。建议波纹管结构参数设定如下:肋条数为4根,肋高1 mm,肋宽5~7 mm,导程为25~40 mm。

3) 扭曲椭圆管迫使流体改变了流动方向,在扭转时流体冲击管道壁面,削弱了热边界层,强化了换热。扭曲椭圆管冷却壁的传热性能随导程的减小或横截面短长轴之比 b/a 的减小而升高,但同时水管压力损失大幅增加。建议扭曲椭圆管导程设定不大于100 mm,短长轴之比 b/a 取0.4~0.6。

4) 3种强化换热管冷却壁性能对比表明:波纹管 and 扭曲椭圆管对冷却壁强化换热效果较好,丁胞管较差。扭曲椭圆管可以在水管压力损失较小下实现较好的强化换热效果。

参考文献:

[1] 徐飞,徐宏辉.宝钢3号高炉停炉后的破损调查及

- 长寿经验[J]. 炼铁, 2021, 40(6): 40-42.
XU Fei, XU Honghui. Investigation on Lining Damage of Baosteel No.3 BF and Its Long Campaign Experience[J]. Ironmaking, 2021, 40(6): 40-42.
- [2] 王春龙, 祁四清, 全 强, 等. 浅谈延长高炉铸铁冷却壁使用寿命的措施[J]. 炼铁, 2021, 40(4): 33-36.
WANG Chunlong, QI Siqing, QUAN Qiang, et al. Measures for Extending the Service Life of BF Cast Iron Cooling Stave[J]. Ironmaking, 2021, 40(4): 33-36.
- [3] 卢正东. 高炉炉衬与冷却壁损毁机理及长寿化研究[D]. 武汉: 武汉科技大学, 2021.
LU Zhengdong. Study on Damage Mechanism and Long Campaign Optimization of Blast Furnace Lining and Cooling Stave[D]. Wuhan: Wuhan University of Science and Technology, 2021.
- [4] 杜 屏, 雷 鸣, 张 勇, 等. 大型高炉冷却壁优化设计研究[J]. 冶金设备, 2022(1): 17-22.
DU Ping, LEI Ming, ZHANG Yong, et al. Research on Optimal Design of Cooling Stave of Large Blast Furnace[J]. Metallurgical Equipment, 2022(1): 17-22.
- [5] 闫丽峰. 铜钢复合冷却壁的特点及应用效果[J]. 炼铁, 2021, 40(5): 49-52.
YAN Lifeng. Features and Application Result of Composite Copper-Steel Cooling Stave[J]. Ironmaking, 2021, 40(5): 49-52.
- [6] 张 恒, 张建良, 焦克新, 等. 铜钢复合冷却壁传热能力及热变形分析[J]. 炼铁, 2018, 37(1): 10-15.
ZHANG Heng, ZHANG Jianliang, JIAO Kexin, et al. Analysis on Cooling Capacity and Thermal Deformation of Copper-Steel Composite Cooling Stave[J]. Ironmaking, 2018, 37(1): 10-15.
- [7] MA X G, WEN C C. Optimization Analysis of Mechanical Performance of Copper Stave with Special-Shaped Tubes in the Blast Furnace Bosh[J]. ISIJ International, 2021, 61(1): 55-61.
- [8] 李加林, 刘迎春, 沈 猛. 椭圆水管铸铁冷却壁冷却能力和残余应力研究[J]. 铸造, 2022, 71(3): 310-314.
LI Jialin, LIU Yingchun, SHEN Meng. Study on Cooling Capacity and Residual Stress of Elliptical Water Pipe Cast Iron Cooling Stave[J]. Foundry, 2022, 71(3): 310-314.
- [9] 沈大伟, 陈名炯, 余京鹏. 高炉铜冷却壁设计优化之管见[J]. 炼铁, 2020, 39(3): 7-12.
SHEN Dawei, CHEN Mingjiong, SHE Jingpeng. Discussion on Optimization of BF Copper Cooling Stave Design[J]. Ironmaking, 2020, 39(3): 7-12.
- [10] 汤清华, 史志苗. 高效长寿高炉的冷却结构及冷却强度刍议[J]. 炼铁, 2022, 41(1): 23-27.
TANG Qinghua, SHI Zhimiao. Discussion on the Cooling Structure and Cooling Intensity of Efficient Long Campaign BF[J]. Ironmaking, 2022, 41(1): 23-27.
- [11] 陈 帅, 李 佳, 罗石元, 等. 高炉冷却柱的设计优化与数值模拟[J]. 钢铁, 2022, 57(7): 34-42.
CHEN Shuai, LI Jia, LUO Shiyuan, et al. Design Optimization and Numerical Simulation of Blast Furnace Cooling Column[J]. Iron & Steel, 2022, 57(7): 34-42.
- [12] 朱进锋. 某1 800 m³高炉细管密排冷却壁设计方案的优势[J]. 炼铁, 2021, 40(2): 30-33.
ZHU Jinfeng. Advantages of Cooling Stave of Densely Arranged Small Pipes for a 1 800 m³ BF[J]. Ironmaking, 2021, 40(2): 30-33.
- [13] 钱颂文, 朱冬生, 李庆领, 等. 管式换热器强化传热技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2003: 5-8.
QIAN Songwen, ZHU Dongsheng, LI Qingling, et al. Heat Transfer Enhancement Technology of Tubular Heat Exchanger[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2003: 5-8.
- [14] 邓 凯, 吴俐俊, 程惠尔, 等. 结构参数对高炉铸钢冷却壁温度及热应力分布的影响[J]. 钢铁钒钛, 2004, 25(4): 53-58.
DENG Kai, WU Lijun, CHENG Huier, et al. Influence of Structural Parameters on Steady State Highest Temperature and Thermal Stress of Bf Cooling Stave[J]. Iron Steel Vanadium Titanium, 2004, 25(4): 53-58.

(责任编辑: 姜利民)