

螺纹管冷却壁传热分析及结构优化研究

徐 迅¹, 吴俐俊², 苑昭阔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:将螺纹管应用于高炉冷却壁,利用 Fluent 软件建立螺纹管冷却壁数学模型,通过数值模拟对螺纹结构进行了优化。建议螺纹管结构参数:肋条数4,肋高1 mm,肋宽5~7 mm,导程20~30 mm。与普通圆管冷却壁的对比研究表明:在冷却水流速为2 m/s工况下,螺纹管冷却壁热面最高温度下降5.6%,但水管进出口压差增长1.69倍;同等冷却效果下,螺纹管冷却壁可节省冷却水量55%;发生缺水事故时,螺纹管冷却壁热面最高温度下降22.4%,能有效降低缺水危害,保护冷却壁。

关键词:螺纹管冷却壁;强化传热;数值模拟;结构优化

中图分类号:TK172 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.12.011

[引用本文格式]徐 迅,吴俐俊,苑昭阔. 螺纹管冷却壁传热分析及结构优化研究[J]. 热能动力工程,2021,36(12):67-74. XU Xun, WU Li-jun, YUAN Zhao-kuo. Study on heat transfer analysis and structural optimization of cooling stave with internal ribbed Tube[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(12):67-74.

Study on Heat Transfer Analysis and Structural Optimization of Cooling Stave with Internal Ribbed Tube

XU Xun¹, WU Li-jun², YUAN Zhao-kuo²

(1. College of Xinglin, Nantong University, Nantong, China, Post Code:226000; 2. College of Mechanical and Energy Engineering, Tongji University, Shanghai, China, Post Code:201804)

Abstract: The internal ribbed tube is applied to the blast furnace cooling stave. The mathematical model of the cooling stave with internal ribbed tube is established by using Fluent software, and the structure of the internal ribbed tube is optimized by numerical simulation. It is suggested that the structural parameters of the internal ribbed tube should consist of 4 ribs with rib height of 1 mm, rib width of 5 mm to 7 mm and screw lead of 20 mm to 30 mm. The comparative study on the cooling staves with internal ribbed tube and common circular tube shows that the maximum temperature of the hot surface of the cooling stave with internal ribbed tube decreases by 5.6%, but the pressure difference between the inlet and outlet of the water pipe is increased by 1.69 times under the working condition of cooling water flow rate of 2 m/s. On the premise of the same cooling effect, the cooling water consumption of the cooling stave with internal ribbed tube can be saved by 55%. In the case of water shortage accident, the maximum temperature of the hot surface of the cooling stave with internal ribbed tube decreases by 22.4%, which can effectively reduce the harm of water shortage and protect the cooling stave.

Key words: cooling stave with internal ribbed tube, enhancement of heat transfer, numerical simulation, structural optimization

收稿日期:2021-01-25; 修订日期:2021-03-07

基金项目:江苏省南通市科技项目(JC2019154);江苏省高校“青蓝工程”资助

Fund-supported Project: Nantong Municipal Science and Technology Project of Jiangsu Province(JC2019154); “Blue Project” for Universities in Jiangsu Province

作者简介:徐 迅(1983-),男,江苏南通人,南通大学副教授.

引言

高炉冷却壁作为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,很多学者通过热态试验、数值模拟等方法,从材质^[4-6]、管形^[7-9]、结构^[10-12]等各方面对冷却壁性能的优化做了大量的研究,取得了很大的进展。随着高炉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,强化水管的传热性能势在必行。

使用强化传热管元件是强化传热技术最常用的方式^[13]。常见的强化传热管元件有螺旋槽纹管、波纹管、横纹管、缩放管、翅片管以及管内设置各种插入物的强化传热管^[14]。强化传热管主要是利用管的独特几何结构,在传热管内部产生与主流方向不同的二次流或者涡流,从而达到减薄近壁面流体区域边界层厚度、增强流体间混合程度,实现强化传热的目的。

在众多强化传热管形中,螺旋管是上世纪60年代中期发展起来的高效传热元件。自1966年美国橡树岭国立实验室 Lawson 发表了第一篇有关螺旋管的研究报告以来^[15],国内外众多学者对其进行了深入研究。螺旋管传热效果优于光管,但压降也比光管大,影响螺旋管流动和传热特性的因素主要包括流动参数和结构参数^[16-18],在低雷诺数下,螺旋管比光管具有更佳的传热性能^[19]。由于单头螺旋管的槽深和螺距的变化范围较小,其应用受到了一定的限制,这又促使了具有更为多变结构的多头螺旋管的出现^[20-23]。研究表明,螺旋管只有在一定的工况下才能表现出最优的传热效果,而在某些情况下对传热能力的提高效果较弱。将螺旋管应用于高炉冷却壁的冷却水管中,有望提高水管内表面与冷却水的传热系数,从而改善冷却壁性能。本文利用 Fluent 软件建立螺旋管冷却壁数学模型,对螺旋结构参数进行了优化,并与普通圆管冷却壁进行了对比研究。

1 传热模型的建立

1.1 结构模型

建立螺旋管冷却壁物理模型,如图1所示。尺

寸为高400 mm×宽300 mm×厚110 mm。冷却壁内布置两根冷却水管,水管外径38 mm,内径25 mm,水管中心间距150 mm。

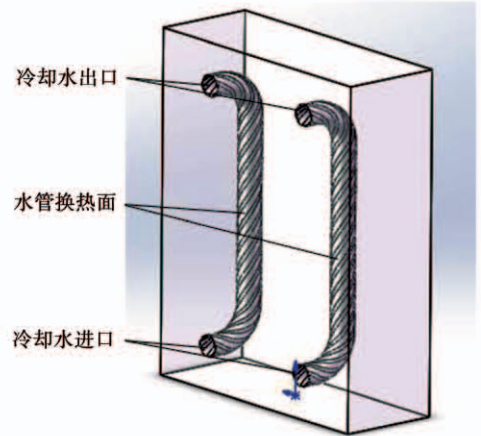


图1 螺旋管冷却壁示意图

Fig. 1 Schematic diagram of cooling stave with internal ribbed tube

螺旋管结构如图2所示。 w 为螺旋肋宽,mm; h 为螺旋肋高,mm; l 为螺旋导程,mm。 D 为水管外径,mm; d 为水管内径,mm。

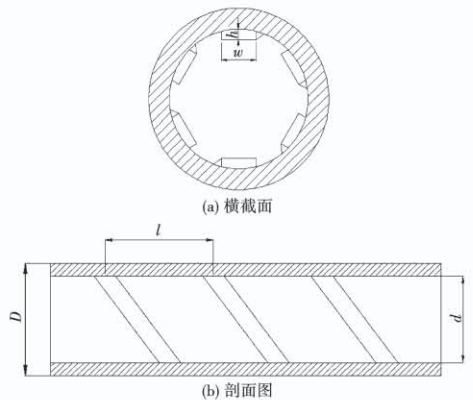


图2 螺旋管结构图

Fig. 2 Structural diagram of internal ribbed tube

1.2 传热模型

利用 Fluent 软件建立螺旋管冷却壁传热模型。冷却壁材质为铸钢。

冷却壁三维稳态导热微分方程为:

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

式中: T —温度,℃; λ —导热系数,值为52 W/(m·℃); x, y, z —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。

连续性方程:

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

动量方程:

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

式中: u_i —所选坐标方向的流体流速, m/s, 分别代表 u_x, u_y, u_z ; t —时间, s; ν —流体的运动黏度, m^2/s ; p —流体的压力, Pa; ρ —流体的密度, kg/m^3 ; x_i —所选坐标方向, 分别代表 x, y, z 。

能量方程:

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

式中: a —介质的热扩散率, m^2/s 。

冷却水为湍流流动,采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型。边界条件设定为:冷却水入口采用速度入口条件,温度为环境温度,设为 $30\text{ }^\circ\text{C}$,速度分别取 $0.2, 0.5, 1$ 和 2 m/s 进行计算;冷却水出口采用压力出口条件,设定为一个大气压的表压力。

冷却壁热面与高炉煤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 —热面与高炉煤气的传热系数,取 $232\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ^[24]; T_g —炉气温度,取 $1\ 200\text{ }^\circ\text{C}$; T_1 —热面面元温度, $^\circ\text{C}$ 。

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 —冷面与周围空气间的自然传热系数,取 $11\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ^[24]; T_2 —冷面面元温度, $^\circ\text{C}$ 。 T_a —空气温度,为 $30\text{ }^\circ\text{C}$ 。

2 数值模拟优化

2.1 螺旋肋条数对冷却壁性能的影响

设定螺旋肋高 1.5 mm ,肋宽 5 mm ,导程 80 mm ,

肋条数分别取 $1, 2, 4, 6$ 。不同冷却水流速下波纹管内部表面与冷却水之间的传热系数 h_w 随肋条数的变化趋势如图 3 所示。传热系数 h_w 随肋条数的增加先增加后减小。这是由于管内的螺旋流动先随肋条数的增加变得更加充分且均匀,传热增强。但当螺旋流动已较为充分后,继续增加肋条数难以进一步强化传热,反而使螺旋背后产生的涡流死区增加,导致局部传热能力下降。

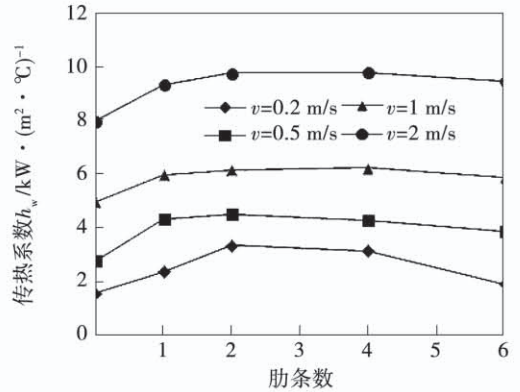


图 3 螺旋肋条数变化时水管内表面传热系数的变化趋势图

Fig. 3 Variation trend of heat transfer coefficients of inner surface of water pipe when the number of ribs changes

冷却水低速流动时 ($v=0.2\text{ m/s}$), 2 根肋条的波纹管传热系数达到最大值,相比于普通圆管, h_w 从 $1.55\text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 增加到 $3.36\text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,增幅达 114.6% 。而在冷却水流速 $v=2\text{ m/s}$ 时, 4 根肋条的波纹管传热系数达到最大,相比于普通圆管, h_w 从 $7.96\text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 增加到 $9.77\text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,增幅为 22.6% 。冷却水低速流动时螺旋结构对传热的增强效果更加明显。

不同螺旋肋条数的冷却壁热面最高温度如图 4 所示。冷却水速较低时 ($v=0.2\text{ m/s}$ 和 $v=0.5\text{ m/s}$), 冷却壁热面最高温度 T_{\max} 随肋条数的增加先减小再增加, 4 根肋条时, T_{\max} 达到最小。这与 h_w 的变化趋势不同, 因为随着肋条数的增加, 水管内表面面积增加, 当传热面积增加带来的收益大于传热系数减小带来的损失时, 表现为冷却壁传热性能提高。冷却水速为 0.2 m/s 时, 相比于普通圆管,

4根肋条的螺纹管冷却壁 T_{max} 从510℃降为411℃,降幅为19.4%。而在冷却流速较大时, T_{max} 随肋条数的增加呈缓慢下降趋势。冷却流速为2 m/s时,4根或6根肋条的螺纹管相比于普通圆管, T_{max} 从358℃降为344℃,降幅为3.9%。

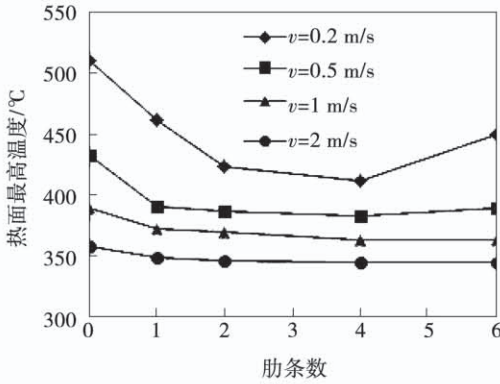


图4 螺纹肋条数变化时冷却壁热面最高温度的变化趋势

Fig.4 Variation trend of the maximum temperature of hot surface of cooling stave when the number of ribs changes

螺纹结构在增强传热的同时,也增加了水流阻力,进而造成水管进出口压差增加,水泵能耗增加。不同肋条数的水管进出口压差如图5所示。

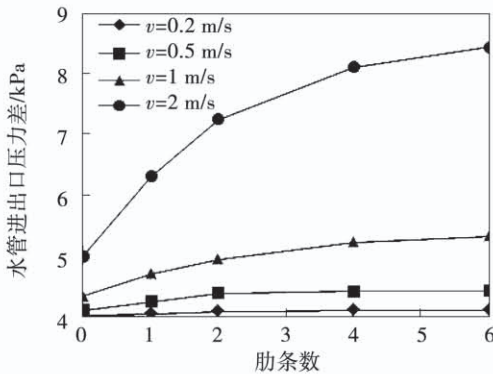


图5 螺纹肋条数变化时水管进出口压差的变化趋势

Fig.5 Variation trend of pressure difference between inlet and outlet of the water pipe when the number of ribs changes

水管进出口压差 Δp 随肋条数的增加而增加,并且冷却流速越大, Δp 增幅越大。冷却流速为2 m/s时,肋条数分别取1,2,4和6,相比于圆管, Δp

分别增长了24%,42%,59%和66%。

综合考虑传热性能和水流阻力,建议螺纹管肋条数选择4。

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5 mm,导程80 mm,肋高分别取1,2,3和5 mm,不同螺纹肋高下传热系数 h_w 的变化趋势如图6所示。

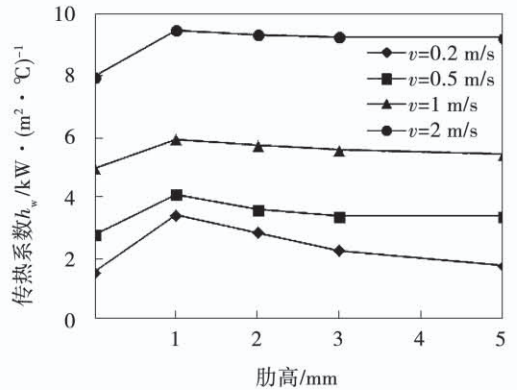


图6 螺纹肋高变化时水管内表面传热系数变化趋势

Fig.6 Variation trend of heat transfer coefficients of inner surface of water pipe when the height of rib changes

传热系数 h_w 随螺纹肋高的增加先增加后减小。肋高为1 mm时, h_w 达到最大,但继续增加肋高,传热系数反而下降。这是因为小的肋高可以使管内近壁面处产生旋流,传热系数增加。而当肋高增加时,旋流的增强区域向管内中心移动,而对传热影响更大的近壁面作用反而减弱。另一方面,肋高的增加会使螺纹后面的回流区增大,形成传热死区,致使传热系数下降。

在冷却水流速很低时($v=0.2$ m/s),肋高1 mm的螺纹管传热系数 h_w 为3.43 kW/($m^2 \cdot ^\circ C$),相比于普通圆管增幅达120.6%。在冷却水流速 $v=2$ m/s时,这个增幅减小到19.3%。

不同肋高的冷却壁热面最高温度如图7所示。在冷却流速很低时($v=0.2$ m/s), T_{max} 随肋高的增加先减小再增加,肋高1 mm时,螺纹管冷却壁 T_{max} 达到最小,为416℃,相比于普通圆管,降幅为18.4%;而在冷却流速较大时, T_{max} 随肋高的增加呈缓慢下降趋势。冷却流速为2 m/s时,肋高1 mm的螺纹管冷却壁 T_{max} 为346℃,相比于普通圆管,降幅

为 3.4%,肋高进一步增加到 5 mm, T_{max} 仅下降了 0.6%, 值为 344 °C。

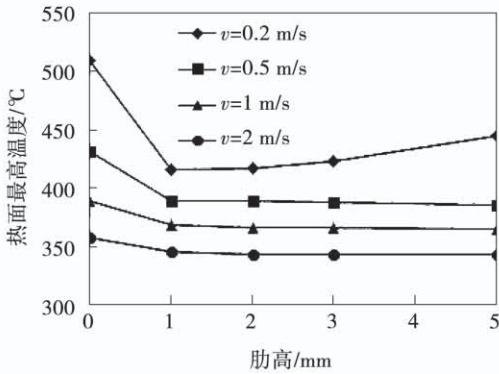


图 7 肋高变化时冷却壁热面最高温度变化趋势

Fig.7 Variation trend of the maximum temperature of hot surface of cooling stave when the height of rib changes

不同螺纹肋高的水管进出口压差如图 8 所示。 Δp 随螺纹肋高的增加显著增加。以冷却水速 2 m/s 为例,肋高 1 mm 和 5 mm 的螺纹管相比于圆管, Δp 分别增长 38% 和 122%。综合上述分析,建议螺纹肋高设定为 1 mm。

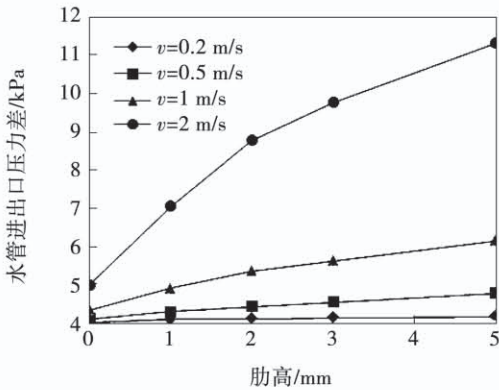


图 8 螺纹肋高变化时水管进出口压差的变化趋势

Fig.8 Variation trend of pressure difference between inlet and outlet of water pipe when the height of rib changes

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 1 mm, 导程 80 mm, 肋宽分别取 2,3,5 和 7 mm,不同螺纹肋宽下 h_w 的变化趋势如图 9 所示。 h_w 随肋宽的增加变化幅度较小,总体上呈现缓慢下降的趋势。以冷却水流速 2 m/s 为例,肋宽 2 mm 的螺纹管传热系数达到最大,相比于普通圆管增加了 18.9%。

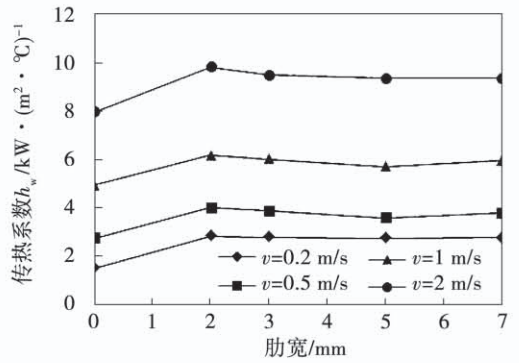


图 9 螺纹肋宽变化时水管内表面传热系数变化趋势

Fig.9 Variation trend of heat transfer coefficients of inner surface of water pipe when the width of rib changes

不同螺纹肋宽下的冷却壁热面最高温度变化很小,如图 10 所示。水管进出口压差随螺纹肋宽的增加呈现小幅下降的趋势,如图 11 所示。综合上述,同时考虑到过小的肋宽不利于螺纹管的加工制作,建议螺纹肋宽设定为 5 ~ 7 mm。

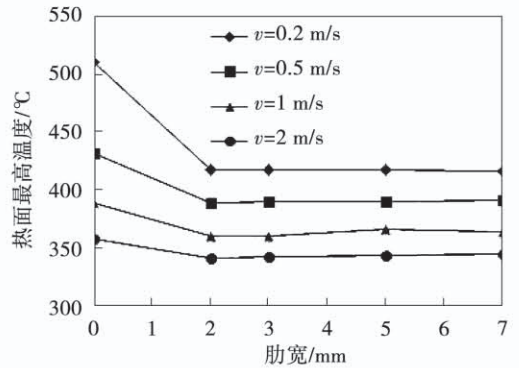


图 10 螺纹肋宽变化时冷却壁热面最高温度的变化趋势

Fig.10 Variation trend of the maximum temperature of hot surface of cooling stave when the width of rib changes

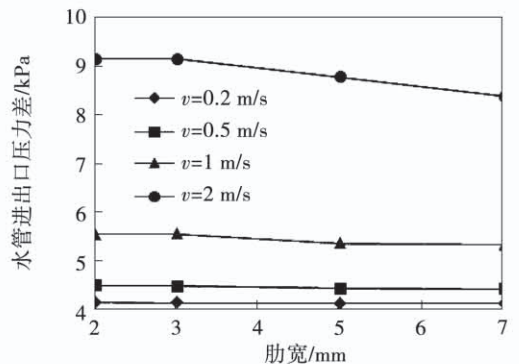


图 11 螺纹肋宽变化时水管进出口压差的变化趋势

Fig.11 Variation trend of pressure difference between inlet and outlet of the water pipe when the width of rib changes

2.4 螺紋導程對冷卻壁性能的影響

設定螺紋肋條數為4,肋高1 mm,肋寬5 mm,導程分別取80,40,25和20 mm(換算為400 mm冷卻壁高度內的扭轉圈數分別為5,10,16和20),不同導程下 h_w 的變化趨勢如圖12所示。 h_w 隨螺紋導程的減小而增加。在冷卻水流速為2 m/s時,導程20 mm的螺紋管 h_w 為11.46 kW/(m²·°C),相比于普通圓管增幅為44.0%。在冷卻水低速流動時($v=0.2$ m/s),該增幅高達137.4%。

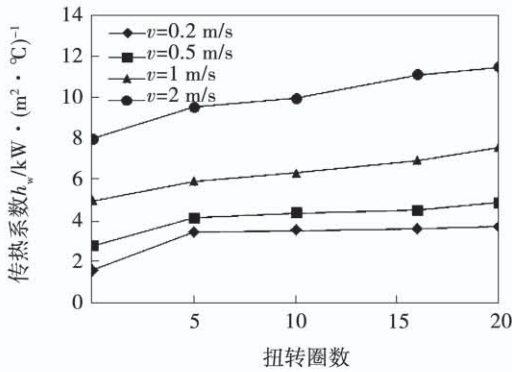


圖12 螺紋導程變化時水管內表面傳熱系數的變化趨勢
Fig. 12 Variation trend of heat transfer coefficients of inner surface of water pipe when the screw lead changes

不同螺紋導程下的冷卻壁熱面最高溫度如圖13所示。導程越小,螺紋管冷卻壁的 T_{max} 越低。冷卻水速 $v=0.2$ m/s時,導程為20 mm的螺紋管冷卻壁 T_{max} 為387 °C,相比于普通圓管冷卻壁降幅為24.1%。該降幅隨冷卻水速增大而減小,冷卻水速為2 m/s時,該降幅為5.6%。

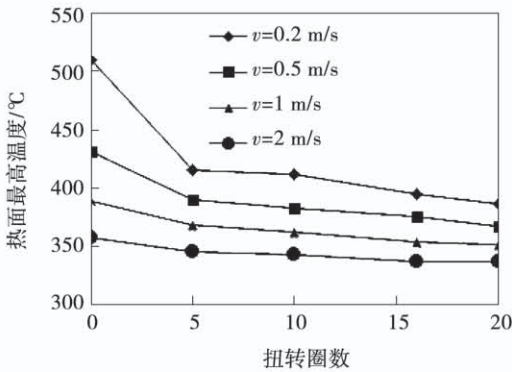


圖13 螺紋導程變化時冷卻壁熱面最高溫度
Fig. 13 Variation trend of the maximum temperature of hot surface of cooling stave when the screw lead changes

不同螺紋導程的水管進出口壓差如圖14所示。 Δp 隨螺紋導程的減小快速增加。以冷卻水速2 m/s為例,導程為20 mm的螺紋管 Δp 是導程為80 mm時的2倍。

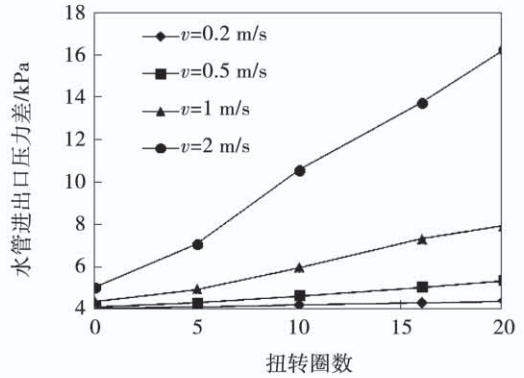


圖14 螺紋導程變化時水管進出口壓差的變化趨勢
Fig. 14 Variation trend of pressure difference between inlet and outlet of water pipe when the screw lead changes

綜合上述,同時考慮到高爐冷卻壁常用工況冷卻水流速為1.5~2 m/s,在這個流速下,螺紋導程大於40 mm時,對傳熱性能的提升效果較小,建議導程設定為20~30 mm。

3 螺紋管與普通圓管冷卻壁的性能對比

按上述分析設計,螺紋管結構參數為螺紋肋條數4,肋高1 mm,肋寬5 mm,導程25 mm。計算該螺紋管冷卻壁在常用工況(冷卻水流速 $v=2$ m/s)下熱面最高溫度以及水管進出口壓差,並与普通圓管冷卻壁比較,對比結果如表1所示。

表1 常用工況下普通管冷卻壁和螺紋管冷卻壁對比
Tab. 1 Comparison of two kinds of cooling staves with common pipe and internal ribbed pipe under common working condition

參數	普通管冷卻壁	螺紋管冷卻壁
$T_{max}/^{\circ}C$	358	338
$\Delta p / kPa$	5.10	13.73

由表1可知,設計螺紋管冷卻壁相比于普通圓管冷卻壁熱面最高溫度 T_{max} 從358 °C降為338 °C,降幅為5.6%,但水管進出口壓差 Δp 增加,增幅

为 169%。

计算还发现,要达到普通管冷却壁冷却水流速 2 m/s 同等的冷却效果,螺纹管内冷却水流速只需 0.9 m/s,可节省水量 55%。但水管进出口压差增加 33%,如表 2 所示。

表 2 同等传热效果下普通管冷却壁和螺纹管冷却壁的对比如

Tab.2 Comparison of two kinds of cooling staves with common pipe and internal ribbed pipe at the same heat transfer effect

参 数	普通管冷却壁	螺纹管冷却壁
$T_{\max}/^{\circ}\text{C}$	358	358
$v/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	2	0.9
$\Delta p/\text{kPa}$	5.10	6.79

在发生冷却壁缺水事故时(即冷却水流速很小时,设为 0.2 m/s),螺纹管能有效降低缺水危害,保护冷却壁。螺纹管冷却壁相比于普通圆管冷却壁,热面最高温度下降了 22.4%,但水管进出口压差增加 6.5%,如表 3 所示。

表 3 缺水情况下普通管冷却壁和螺纹管冷却壁对比如

Tab.3 Comparison of two kinds of cooling staves with common pipe and internal ribbed pipe in case of water shortage

参 数	普通管冷却壁	螺纹管冷却壁
$T_{\max}/^{\circ}\text{C}$	510	396
$\Delta p/\text{kPa}$	4.03	4.29

4 结 论

建立了螺纹管冷却壁的传热模型,通过数值模拟计算,探讨了螺纹肋条数、肋高、肋宽、导程等结构参数对冷却壁传热性能的影响,并与普通圆管冷却壁进行了对比研究。结论如下:

(1) 螺纹肋条数越多,管内旋流越充分,但螺纹背后产生的涡流死区会导致局部传热能力下降。同时水管进出口压力差随螺纹肋条数的增加而迅速增加,建议螺纹管肋条数设定为 4 根。

(2) 小的肋高可以使管内近壁面处产生旋流,

传热系数增加。肋高增加时,旋流的增强区域向管内中心移动,而对传热影响更大的近壁面作用反而减弱。并且肋高的增加会使螺纹后面的回流区增大,形成传热死区。同时水管进出口压力差随肋高的增加快速增长,建议螺纹肋高设定为 1 mm。

(3) 螺纹肋宽对冷却壁传热性能影响很小,水管进出口压差随肋宽的减小而增加,建议螺纹肋宽设定为 5~7 mm。

(4) 螺纹导程越小,螺纹管冷却壁传热性能越好,但水管进出口压差随导程的减小迅速增加。考虑到工程上高炉冷却壁常用的冷却水流速为 1.5~2 m/s,在这个流速下,螺距大于 40 mm 时对提升冷却壁传热性能的效果并不明显,建议螺纹导程设定为 20~30 mm。

(5) 设计螺纹管肋条数 4,肋高 1 mm,肋宽 5 mm,导程 25 mm。与普通圆管冷却壁相比,同等常用工况下螺纹管冷却壁热面最高温度下降 5.6%,但水管进出口压差增长 1.69 倍;同等冷却效果下,螺纹管冷却壁可节省冷却水量 55%;发生缺水事故时,螺纹管冷却壁热面最高温度下降 22.4%,能有效降低缺水危害,保护冷却壁。

参 考 文 献:

- [1] 吕宝栋. 高炉长寿技术探讨[D]. 鞍山:辽宁科技大学,2016.
LYU Bao-dong. Discussion on the blast furnace longevity technology[D]. Anshan: University of Science and Technology Liaoning, 2016.
- [2] 孟雪海. 高炉冷却壁运行管理及优化设计[D]. 秦皇岛:燕山大学,2014.
MENG Xue-hai. The cooling wall of blast furnace operation management and optimization design[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2014.
- [3] 梁利生. 宝钢 3 号高炉长寿技术的研究[D]. 沈阳:东北大学,2012.
LIANG Li-sheng. Study on the long-campaign technology of Baosteel No. 3 BF[D]. Shenyang: Northeastern University, 2012.
- [4] 左海滨,洪 军,张建良,等. 不同工况下各种材质高炉冷却壁温度场数值模拟[J]. 武汉科技大学学报, 2014, 37(2): 102-105.
ZUO Hai-bin, HONG Jun, ZHANG Jian-liang, et al. Numerical simulation of temperature field of BF cooling staves of different materials under different conditions[J]. Journal of Wuhan University

- of Science and Technology (Natural Science Edition), 2014, 37 (2): 102 - 105.
- [5] 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 Jian-liang, JIAO Ke-xin, et al. Analysis on cooling capacity and thermal deformation of copper-steel composite cooling stove[J]. Ironmaking, 2018, 37(1): 10 - 15.
- [6] LIU Qi, CHENG Shu-sen. Heat transfer and thermal deformation analyses of a copper stove used in the belly and lower shaft area of a blast furnace[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2016, 100(2): 202 - 212.
- [7] GUO Guang-sheng, ZHANG Jian-liang, LI Feng-guang, et al. Research on structure optimization of cast iron cooling stove with elliptic water pipes[J]. Energy for Metallurgical Industry, 2015, 34(4): 28 - 32.
- [8] 段锋, 周俐, 王建军, 等. 高炉冷却壁冷却水管管形研究[J]. 钢铁, 2008, 43(2): 18 - 21.
DUAN Feng, ZHOU Li, WANG Jian-jun, et al. Study of shape of cooling water pipe in stove[J]. Iron & Steel, 2008, 43(2): 18 - 21.
- [9] 陆祖安, 吴俐俊, 孙国平, 等. 异形水管对高炉冷却壁温度和应力场的影响[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2012, 40(9): 1382 - 1386.
LU Zu-an, WU Li-jun, SUN Guo-ping, et al. Influence of special pipe on temperature field and thermal stress field of cooling stove for blast furnace[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2012, 40(9): 1382 - 1386.
- [10] 吴俐俊, 周伟国, 苏允隆, 等. 高炉铸钢冷却壁最佳结构的传热学分析[J]. 钢铁研究学报, 2006, 18(7): 6 - 9.
WU Li-jun, ZHOU Wei-guo, SU Yun-long, et al. Structure optimization of blast furnace cast steel stove[J]. Journal of Iron and Steel Research, 2006, 18(7): 6 - 9.
- [11] 吴俐俊, 高秀晶, 王树. 基于灰色关联度的高炉冷却壁整体优化[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2013, 41(12): 1885 - 1888.
WU Li-jun, GAO Xiu-jing, WANG Shu. Global optimization of blast furnace cooling stove based on grey correlation analysis[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2013, 41(12): 1885 - 1888.
- [12] SHRIVASTAVA A, HIMATE R. Computational study of blast furnace cooling stove using heat transfer analysis[J]. International Journal of Innovative Technology & Exploring Engineering, 2012, 1(6): 85 - 94.
- [13] 钱颂文, 朱冬生, 李庆领. 管式换热器强化传热技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2003.
- QIAN Song-wen, ZHU Dong-sheng, LI Qing-ling. Enhanced heat transfer technology of tubular heat exchanger[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2003.
- [14] 崔海亭, 彭培英. 强化传热型新技术及其应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2006.
CUI Hai-ting, PENG Pei-ying. New technology of enhanced heat transfer and its application[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2006.
- [15] 赵欣, 王瑞君, 姚仲鹏. 螺旋型表面强化管现状与进展[J]. 石油化工设备, 2001, 30(3): 57 - 60.
ZHAO Xin, WANG Rui-jun, YAO Zhong-peng. The current status & trends in enhanced heat transfer tube with spiral-surface[J]. Petro-chemical Equipment, 2001, 30(3): 57 - 60.
- [16] 陈嘉璐. 内凸式螺旋管管程流动与传热过程数值模拟研究与熵产特性分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2016.
CHEN Jia-lu. Numerical simulation and entropy generation analysis on tube-side flow and heat transfer of inward helical corrugated tube[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2016.
- [17] 张晓燕. 外凸式螺旋波纹管流动与传热特性的数值模拟研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013.
ZHANG Xiao-yan. Numerical study on the flow and heat transfer characteristic for outward convex helical corrugated tubes[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2013.
- [18] 黄风华, 何华, 孙建平, 等. 螺旋槽管换热器管内流动和传热特性的实验研究[J]. 低温与超导, 2016, 44(1): 46 - 50.
HUANG Feng-hua, HE Hua, SUN Jian-ping, et al. Experimental research about flow and heat transfer characteristics of fluid in the inner tube of spiral groove tube heat exchanger[J]. Cryogenics and Superconductivity, 2016, 44(1): 46 - 50.
- [19] 汤亮, 李晓敏, 龚发云. 螺旋槽管强化传热数值模拟及其场协同分析[J]. 武汉大学学报(工学版), 2014, 47(5): 684 - 689.
TANG Liang, LI Xiao-min, GONG Fa-yun. Numerical simulation of heat transfer in spiral groove pipe and its field synergy analysis[J]. Engineering Journal of Wuhan University, 2014, 47(5): 684 - 689.
- [20] KAREEM Z S, JAAFAR M N M, LAZIM T M, et al. Heat transfer enhancement in two-start spirally corrugated tube[J]. Alexandria Engineering Journal, 2015, 54(3): 415 - 422.
- [21] JIN Z J, CHEN F Q, GAO Z X, et al. Effects of pitch and corrugation depth on heat transfer characteristics in six-start spirally corrugated tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 108(5): 1011 - 1025.