

超临界压力水在倾斜上升管内传热的试验研究

吴刚, 毕勤成, 王汉, 杨振东, 朱晓静, 胡志宏, 杨冬
(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 在压力为 23~28 MPa、质量流速为 600~1 200 kg/(m²·s)、热流密度为 200~400 kW/m² 的试验条件下, 对内径为 26 mm、倾角为 22° 的倾斜上升管内高温高压水的传热特性进行了试验研究。倾斜管壁温沿管壁周向非均匀分布, 顶部壁温最高, 底部壁温最低, 两者温差随压力和质量流速的升高而减小, 随热流密度升高而增大。浮升力引起的自然对流使低密度的热流体聚集在倾斜管顶部, 导致顶部传热条件恶化, 壁温高于底部。Petukhov 准则给出了浮升力与顶部和底部温差的关系, Jackson 准则计算值与试验值符合较好, 二者均可判定倾斜管内浮升力效应。根据试验结果拟合得出了超临界水强制对流传热的关联式, 由此可预测倾斜上升管的对流换热系数。

关键词: 超临界水; 强制对流; 传热特性; 倾斜管; 浮升力

中图分类号: TK121 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)05-0006-06

Heat Transfer Characteristics of Supercritical Water in Inclined Upward Tube

WU Gang, BI Qincheng, WANG Han, YANG Zhendong, ZHU Xiaojing, HU Zhihong, YANG Dong
(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Experiments were conducted to investigate the forced convection heat transfer of water with high temperature and pressure in an inclined upward tube with an inclination angle of 22° and an inner diameter of 26 mm at pressure of 23-28 MPa, mass velocity of 600-1 500 kg/(m²·s), and heat flux at inside wall of 200-600 kW/m². The results show that the circumferential wall temperatures of the inclined tube were not uniform, and the wall temperature at the top was the highest while the lowest temperature occurred at the bottom. The top-bottom temperature difference decreased with an increase in pressure and mass velocity but increased with the heat flux. Moreover, the low-density hot water gathered at the top of the inclined tube because of natural convection caused by buoyancy effect, leading to the deterioration of the heat transfer condition, and thus the temperature at the top was higher than that at the bottom. The relationship between buoyancy and top-bottom wall temperature difference was obtained by Petukhov's criterion, and the predictions with Jackson's criterion agree well with the experimental data, indicating that both of the two criteria can be used to judge the buoyancy effect in an incline tube. The heat transfer correlations of the forced convection heat transfer of supercritical water were achieved from the experimental data, which can be used to predict heat transfer coefficients of inclined upward flow in tubes.

Keywords: supercritical water; forced convection; heat transfer characteristics; inclined tube; buoyancy

超临界流体的压力和温度都高于临界值,在某些情况下,仅压力超过临界值的流体也被看做超临界流体.与处在亚临界状态的流体相比,超临界流体具有完全不同的特性.在超临界压力区,气液两相没有分界面,也不存在临界热流密度.因此,超临界流体广泛存在于超临界核反应堆、超临界锅炉以及火箭发动机等诸多工业领域.

从 20 世纪 60 年代开始,许多学者通过试验手段研究超临界流体的强制对流换热特性^[1-4],在对流换热系数、努塞尔数关联式以及超临界流体换热机理等方面得出很多有价值的研究成果.然而,绝大部分研究均是针对垂直管和水平管,有关超临界流体在倾斜管内流动与换热的试验研究很少.倾斜管是一种在工业领域,特别是超临界锅炉中广泛应用的管型,在现代超临界压力火电机组中,螺旋管圈水冷壁得到了广泛应用.因此,针对超临界流体在倾斜管内的传热特性研究十分必要.

1 试验装置与方法

试验在西安交通大学高压汽水两相流试验台上进行,试验系统简图如图 1 所示,试验系统详细介绍可参考文献[5].试验段是内径为 26 mm 的 1Cr18Ni9Ti 不锈钢管,外壁温由点焊在外壁面上的 K 型热电偶测量,试验段结构以及热电偶布置如图 2 所示.压力 p 、测电压差 Δp 分别用 Rosemount 3051 电容式压力传感器和 3051 电容式差压变送器测量;试验段进出口流体温度由 K 型铠装热电偶测量.所有测量参数均由 IMP3595 分散式采集系统自动采集.

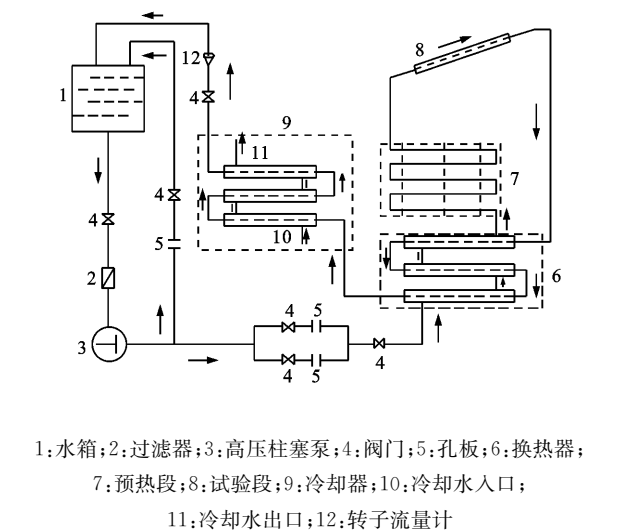


图 1 试验系统简图

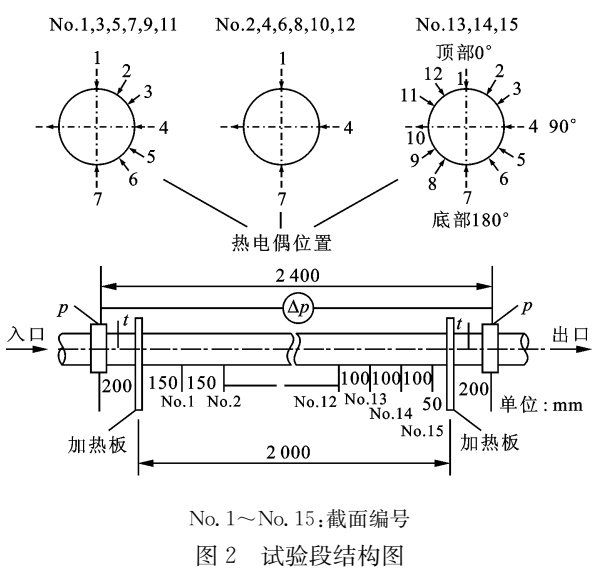


图 2 试验段结构图

在试验过程中,保持系统压力、质量流速以及内壁面热流密度恒定,通过增加预热段电加热功率的方式,逐步提高试验段入口工质的焓值 H . 倾斜管的内壁面边界条件既不是恒热流密度,也不是恒壁温条件,它是由流体对流换热和管壁导热相互耦合所决定的.本文电加热倾斜管的二维温度分布用 Taler^[6]方法计算,详细计算过程见文献[7].

试验参数范围:压力 p 为 23、25、26、28 MPa;热流密度 q 为 200、300、330、400 kW/m²;质量流速 G 为 600、700、900、1 200 kg/(m²·s).

2 试验结果及分析

2.1 壁温和换热系数沿管壁周向分布情况

倾斜管壁温 t_w 和换热系数 h 沿管壁周向分布情况如图 3 和图 4 所示.壁温和换热系数沿倾斜管周向呈不均匀分布,顶部壁温最高,随着周向角度的增加壁温递减,底部壁温最低.换热系数分布情况与壁温相反,即顶部换热系数最低,底部换热系数最高.由于倾斜管顶部和底部存在温差,因此热流密度将会沿周向重新分布.

2.2 系统参数对超临界水传热特性的影响

2.2.1 压力的影响 由图 3 可知,倾斜管顶部壁温最高,底部最低.因此,用最具有代表性的顶部参数和底部参数来表征超临界水在倾斜管内的传热特性.当质量流速为 600 kg/(m²·s)、热流密度为 300 kW/m² 时,压力对内壁温和换热系数的影响如图 5 和图 6 所示.内壁面底部壁温随压力升高而升高,但顶部壁温在不同压力下变化很小,因此顶部和底部温差随压力升高而减小.由图 6 可知,倾斜管底部在

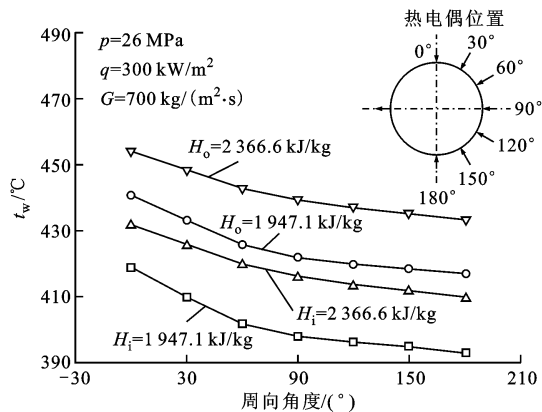


图3 壁温沿倾斜管周向分布

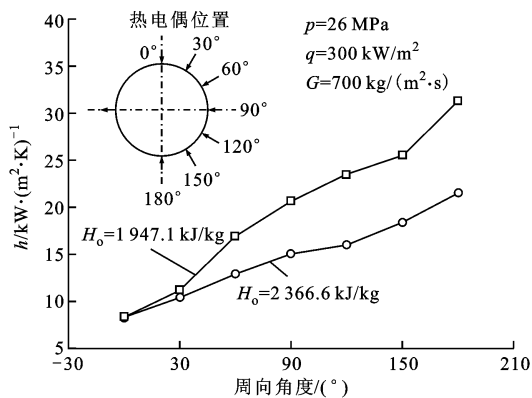


图4 换热系数沿倾斜管周向分布

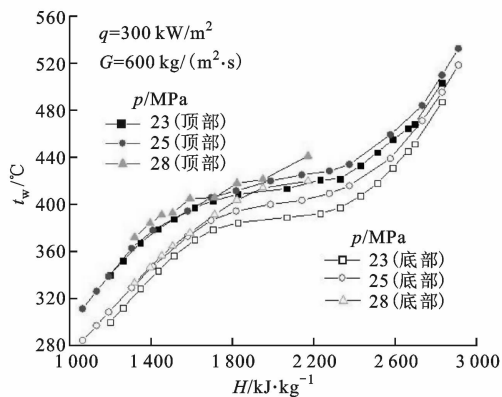


图5 压力对内壁温的影响

大比热容区发生传热强化,但换热系数随压力升高而降低,这是由于在超临界压力下比热容剧烈变化所造成的。

2.2.2 质量流速的影响 当压力为28 MPa、热流密度为300 kW/m²时,质量流速对超临界水的传热特性影响如图7所示。随着质量流速的增加,倾斜管内壁温降低,换热系数升高。这种结果可以解释为:随着流体流速增加,倾斜管顶部驻点处流体湍流度

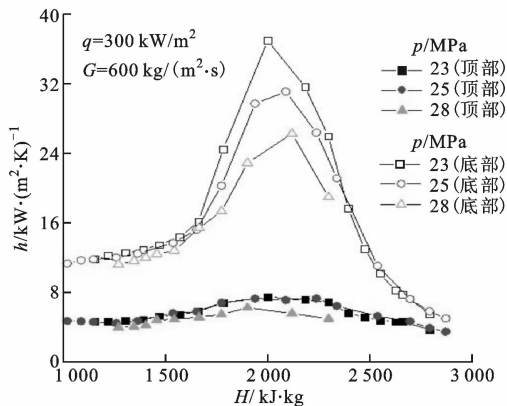


图6 压力对换热系数的影响

增强,传热条件得到强化,因此倾斜管的内壁温和换热系数分布趋近均匀。在高焓值区,流体流速的增加导致浮升力影响减弱,惯性力对流体流动起主要作用。在图7中,当质量流速为1200 kg/(m²·s)时,顶部和底部壁温几乎相同。Yamagata^[3]在内径为7.5 mm的水平管试验中也得到了相似的结论。

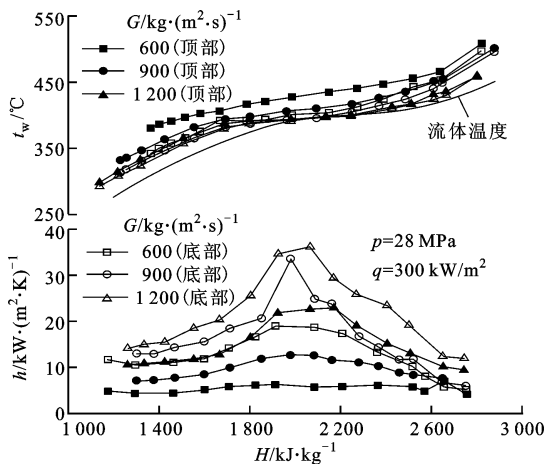


图7 质量流速对壁温和换热系数的影响

2.2.3 热流密度的影响 图8表示压力和质量流速恒定时热流密度对倾斜管内超临界水传热特性的影响。在大比热容区,热流密度的变化对倾斜管内超临界水的传热特性有很大影响。由图可知,当热流密度从300 kW/m²升高到400 kW/m²时,顶部和底部的最大温差从28℃增加到120℃,相应的对流换热系数从18.4 kW/(m²·K)降低到15.8 kW/(m²·K)。当热流密度为400 kW/m²时,倾斜管顶部在大比热容区发生了传热恶化。

3 倾斜管内超临界水的传热机理分析

3.1 浮升力效应

试验结果表明,倾斜管顶部内壁温总是高于底

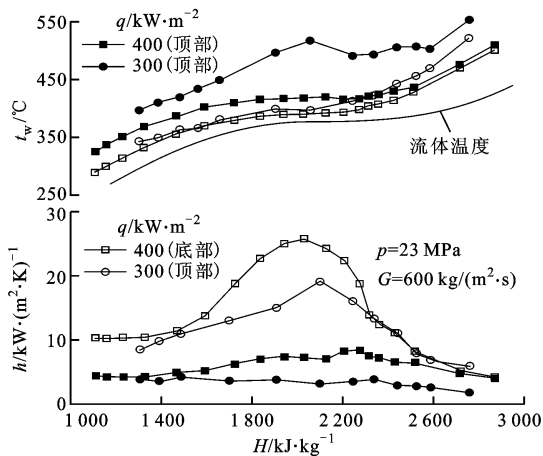


图8 热流密度对壁温和换热系数的影响

部,这是由于超临界水的物性变化引起的浮升力所造成的。如图9a所示,尽管浮升力的方向与倾斜管流动方向不垂直,但浮升力在垂直到流动方向的分量占94%($\cos 22^\circ$)。因此,倾斜管内的传热现象可以用水平管中的自然对流予以解释。

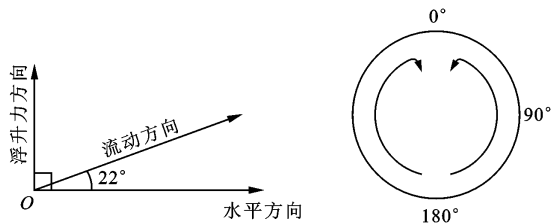
当质量流速相对热流密度较低时,浮升力对流体传热的影响起主要作用,可能导致倾斜管内传热恶化。初始阶段,试验段入口壁温较低,近壁面处黏性底层很薄,湍动能较大。当热流密度较高时,随着流动沿管长发展,管壁温度逐渐升高,近壁面处层流黏性底层变厚,湍流扩散率减小,传热能力减弱。由于超临界水在大比热容区物性变化非常剧烈,当流体温度接近拟临界温度时,边界层温度的升高会导致流体导热系数迅速降低,进一步削弱了流体的传热能力。由于边界层温度高、密度低,管壁与流体的传热表面被一层温度高的“轻流体”覆盖,容易导致传热恶化的发生。

图9b所示是倾角为 22° 的倾斜管中超临界水的自然对流。由于浮升力的作用,一部分温度高密度低的流体沿着内壁面从底部上升到顶部,出现二次流,在顶部形成驻点,导致这一区域湍流速度减弱。此外,自然对流促使低密度流体停留在倾斜管上部,高密度流体停留在下部,这也加剧了顶部区域传热条件的恶化。

3.2 浮升力判定准则

3.2.1 Petukhov 判定准则 Petukho^[8]提出用 Gr_{qth} 作为判定浮升力对水平管中超临界水影响的准则

$$Gr_{qth} = 3 \times 10^{-5} Re_b^{2.75} \bar{Pr}_b^{0.5} [1 + 2.4 Re_b^{-1/8} (\bar{Pr}_b^{2/3} - 1)] \quad (1)$$



(a) 流动方向示意图 (b) 横截面示意图

图9 倾斜管内流动方向及横截面自然对流

$$Gr_q = \frac{g \cos \theta (\rho_b - \rho_w) q_w d^4}{\rho_b (t_w - t_b) \nu_b^2 k_b} \quad (2)$$

假设沿管壁周向没有热传导, Polyakov 提出用 Gr_q/Gr_{qth} 和 $1/Nu_{0-180}$ 来得出顶部和底部换热系数的差别与浮升力的关系

$$\frac{1}{Nu_{0-180}} = \frac{1}{Nu_0} - \frac{1}{Nu_{180}} = \frac{(t_{w,0} - t_{w,180}) k_b}{q_w d} \quad (3)$$

$$\frac{1}{Nu_{0-180}} = 6.489 \times 10^{-4} \left(\frac{Gr_q'}{Gr_{qth}} \right)^{0.337} \quad (4)$$

式(4)通过拟合试验数据得到,其线性误差和均方根误差分别为61%和19%(如图10所示),其物理意义为:浮升力的影响越大,顶部区域与底部区域的壁温以及换热系数的差别也越大。

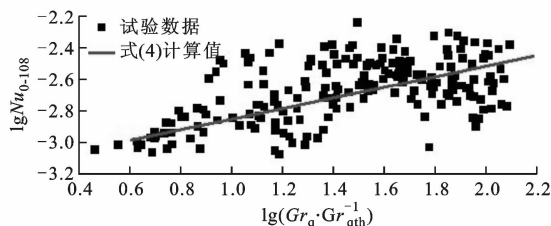


图10 试验数据与关联式的比较

3.2.2 Jackson 判定准则 Jackson^[4]根据边界层理论进行推导,得出用 $Gr/Re_b^{2.7} < 10^{-5}$ 判定垂直管中拟临界区域的浮升力效应。本文用该准则判定倾斜管内浮升力效应,分别挑选浮升力作用较弱(正常传热)和浮升力占主导地位(传热恶化)两组工况,判定结果如图11所示。正常传热情况下, $Gr/Re_b^{2.7}$ 均在 1×10^{-5} 以下;传热恶化工况下, $Gr/Re_b^{2.7}$ 均在 1×10^{-5} 以上。试验数据与判定准则结果一致,但两组工况并未出现换热系数与 $Gr/Re_b^{2.7}$ 计算值趋势相反的理论情况,表明 Jackson 准则虽然可以用于倾斜管内超临界水的浮升力判定,但其精度有限,有待进一步改进。

3.3 倾斜管内换热系数关联式

迄今为止,由于流体物性在大比热容区剧烈变化所造成的处理困难,理论分析的方法并未得出令

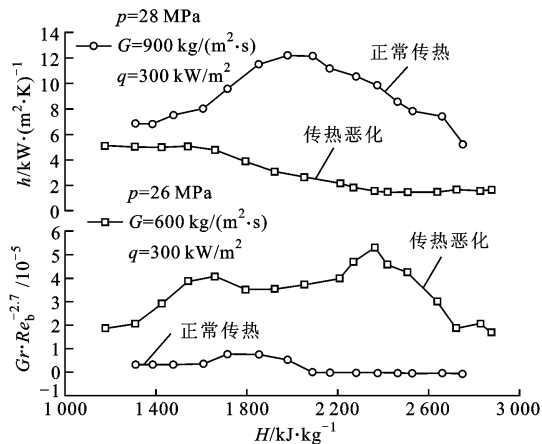


图11 Jackson准则与试验值比较

人满意的结果. 因此, 根据试验数据进行拟合是得出换热系数关联式的主要方法, 文献[9]推荐应用较为广泛的关联式, 如 Krasnoshekov-Protopopoy 公式、Jackson-Hall 公式、Miropolskii-Shitsman 公式等. 3 组关联式的计算值与试验数据的对比如图 12 所示. 在大比热容区之前, 3 组经验关联式预测值基本重合, 但均比试验值小 25%, 表明在低焓值区 3 组公式误差较大; 在大比热容区换热系数峰值之前, Krasnoshekov 公式预测结果与试验值符合较好; 换热系数下降阶段到拟临界温度之前, 3 组公式预测值与试验值偏差很大; 拟临界温度之后, Jackson 公式计算值与试验数据吻合非常好; 大比热容区过后的高焓值区, Krasnoshekov 公式结果最好.

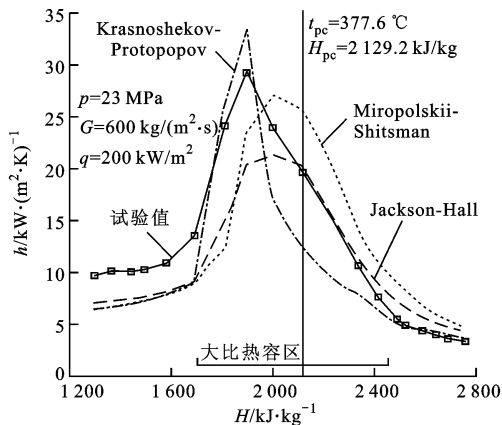


图12 经验关联式与试验数据对比

经以上分析可知, 3 组换热系数关联式只能在部分区域吻合试验数据, 不具有整体适用性; 此外, Miropolskii 公式虽然预测趋势与试验值相似, 但偏差较大, 对比另外两组公式可知, 在公式中关联物性比值对预测超临界水的换热非常重要. 本文在试验

数据的基础上, 排除传热恶化区域的影响, 拟合倾斜管顶部和底部换热系数关联式如下.

倾斜管顶部横截面关联式

$$Nu = 0.002\,951 Re_b^{0.934} Pr_b^{0.342} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.226} \left(\frac{\lambda_w}{\lambda_b} \right)^{0.231} \quad (5)$$

倾斜管底部横截面关联式

$$Nu = 0.063\,659 Re_b^{0.756} Pr_b^{0.536} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.554} \left(\frac{\lambda_w}{\lambda_b} \right)^{0.240} \quad (6)$$

如图 13 和图 14 所示, 式(5)、(6)与试验数据的均方根误差分别为 16.58% 和 18.43%.

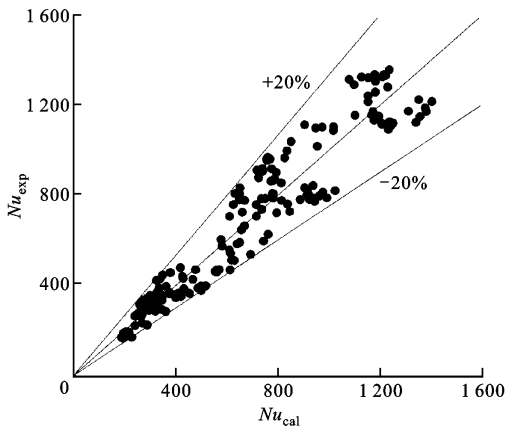


图13 倾斜管顶部 Nu 计算值与试验值比较

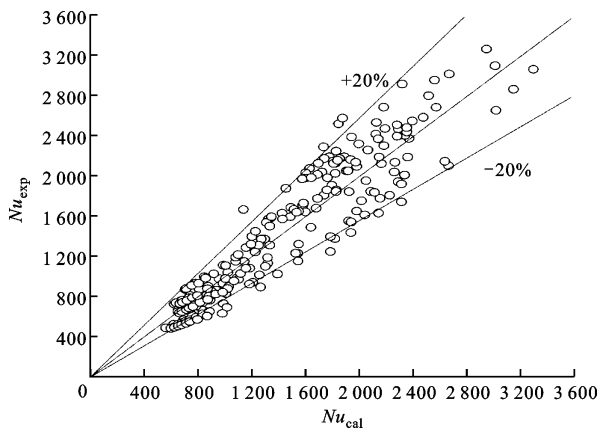


图14 倾斜管底部 Nu 计算值与试验值比较

4 结 论

通过分析超临界水在 22° 倾角的倾斜管内传热特性的试验数据, 可以得出如下结论.

(1) 由于浮升力对超临界水的作用, 在倾斜管顶部形成驻点, 由此导致壁温和换热系数沿管壁周向非均匀分布. 随着周向角度增加(顶部是 0°, 底部是

180°),壁温降低,换热系数升高。

(2)随着压力升高,倾斜管顶部和底部温差减小。倾斜管底部在大比热容区附近发生了传热强化,换热系数随压力升高而减小。在大比热容区,热流密度的变化对倾斜管内超临界水的传热有很大影响。当热流密度从 300 kW/m² 增加到 400 kW/m² 时,顶部和底部温差从 28 ℃ 升高到 120 ℃。高热流密度(本文为 400 kW/m²)下,传热恶化在倾斜管顶部发生。随着质量流速的增加,倾斜管内壁温降低,换热系数升高,当质量流速足够高时,管壁周向传热不均匀性消失。

(3)浮升力对超临界水传热的影响可以通过 Petukhov 和 Jackson 准则判定。Petukhov 准则关联了浮升力与倾斜管顶部和底部壁温差的关系,物理意义明确;Jackson 准则能较好地判定浮升力对传热的影响,预测结果与试验值相符,但其计算值与换热系数并未出现趋势相反的理论结果,因此 Jackson 准则用于判定倾斜管内传热还需进一步改进。

(4)对于倾斜管内超临界水的传热,不同的经验关联式只在部分区域吻合试验数据,不具有整体适用性。式(5)、(6)由试验数据拟合得到,可用于预测倾斜管内超临界水的换热系数。

参考文献:

- [1] ACKERMAN J W. Pseudo-boiling heat transfer to supercritical pressure water in smooth and ribbed tubes [J]. Journal of Heat Transfer, 1970, 92(3): 490-498.
- [2] 胡志宏. 超临界和近临界压力区垂直上升及倾斜管传热特性研究[D]. 西安:西安交通大学, 2001.
- [3] YAMAGATA K, NISHIKAWA K, HASEGAWA S, et al. Forced convective heat transfer to supercritical water flowing in tubes [J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 1972, 15(12): 2575-2593.
- [4] JACKSON J D, HALL W B. Forced convection heat transfer to fluids at supercritical pressure[C]//Turbulent Forced Convection in Channels and Bundles. New York, USA: Hemisphere Publishing Corporation, 1979: 563-611.
- [5] 郑建学,陈听宽,罗毓珊,等. 高压汽水两相流内螺旋管壁温与临界热负荷特性的研究[J]. 西安交通大学学报, 1995, 29(5): 63-68.

ZHENG Jianxue, CHEN Tingkuan, LUO Yushan, et al. Investigation on the characteristics of wall temperature and critical heat flux of internally ribbed tube with high pressure steam-water two phase flow[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1995, 29(5): 63-68.

- [6] TALER J, ZIMA W. Solution of inverse heat conduction problems using control volume approach[J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 1999, 42(6): 1123-1140.
- [7] YIN F, CHEN T K, LI H X. An investigation on heat transfer to supercritical water in inclined upward smooth tubes[J]. Heat Transfer Engineering, 2006, 27(9): 44-53.
- [8] PETUKHOV B S, POPOV V N. Theoretical calculation of heat exchange and frictional resistance in turbulent flow in tubes of an incompressible fluid with variable physical properties[J]. High Temperature, 1963, 1(4): 69-83.
- [9] PIORO I L, KHRTABIL H F, DUFFEY R B. Heat transfer to supercritical fluids flowing in channels empirical correlations (survey) [J]. Nuclear Engineering and Design, 2004, 230(1/3): 69-91.

[本刊相关文献链接]

蛇形管平行通道中高压气体的对流换热特性研究. 西安交通大学学报, 2011, 45(3): 53-57.

煤粉加压气化炉膜式螺旋管和蛇形管对流换热特性研究. 西安交通大学学报, 2011, 45(1): 10-14.

竖直狭缝通道内水沸腾换热的气泡动力学研究. 西安交通大学学报, 2010, 44(11): 12-16.

高压气体在膜式螺旋管环形通道中的对流换热特性. 西安交通大学学报, 2010, 44(11): 17-21.

带 60°肋和出流孔的矩形通道端壁换热特性研究. 西安交通大学学报, 2010, 44(5): 116-119.

低质量流速垂直和倾斜并联内螺旋管两相流不稳定性研究. 西安交通大学学报, 2010, 44(1): 17-21.

低质量流速垂直并联内螺旋管中两相流不稳定性试验研究. 西安交通大学学报, 2009, 43(7): 36-39.

正方形截面直通道内二次流现象的实验研究. 西安交通大学学报, 2009, 43(7): 83-87.

(编辑 荆树蓉)