

卧式螺旋管内流动沸腾传热研究*

白博峰 郭烈锦

(西安交通大学)

摘 要 在较宽广的参数范围内对卧式螺旋管内水/水蒸汽两相流沸腾传热特性进行了详细的试验研究。螺旋管内径 $d = 11 \text{ mm}$, 曲率直径比 D/d 为 23.27。试验参数范围: 压力 0.5—3.0 MPa; 质量流速 200—2500 $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$; 热负荷 230—500 kW/m^2 ; 出口干度 0—0.86。得到了沸腾传热系数的实验关联式, 并深入分析了局部传热与壁温特性, 沿流动方向, 管截面平均传热系数在螺旋管的上升段最大, 而在下降段最小; 沿管截面内表面圆周方向上, 局部传热系数在外侧最大, 在内侧最小, 在顶部和底部处的值居中。得到了管截面局部传热系数的分布实验关联式。同一管截面外表面圆周方向上, 外侧壁温最低而内侧最高。

关键词 卧式螺旋管 流动沸腾 传热系数

1 引言

螺旋管具有空间利用率高、可自由膨胀及重心低等优点, 并且比直管有更佳的传热特性^[1], 是一种具有良好应用前景的高效换热管型, 很适合用于航行器体等对换热效率和换热空间有严格要求的设备。^[2,3]

许多学者研究了螺旋管立式放置时的流动沸腾传热特性。Owhadi 等人^[4]在一个大气压下的试验表明, 螺旋管内沸腾传热可分为强制对流区和低干度下的泡状沸腾区。并得到了局部传热系数与干度的变化关系。Kozeki^[5]认为, 由于离心力和二次流的作用, 两相强制对流区占很大部分, 试验发现局部传热系数以外侧点最高, 上、下侧点次之, 内侧点最低, 并用 L-M 方法拟合了平均及局部传热系数。Crain 和 Bell^[6]试验发现同一截面的上下两侧传热恶化最早, 外侧次之, 而内侧一直保持较高的传热水平, 并经可视化观察, 证明了二次流的存在对内侧液膜稳定性的贡献。陈学俊和周芳德^[7]试验发现螺旋管管径和曲率直径的比值对该区的传热系数影响不大, 各螺旋管圈在该区的周向平均传热系数要高于水平直管。Kubair^[8]试验发现螺旋管两相平均强制对流沸腾传热系数在低压下可用 L-M 法拟合, 对于高压低干度 ($x < 0.5$) 和低压高干度 ($x > 0.5$) 工况, 可用两相 Dean 数来拟合。

当螺旋管卧式放置时, 由于离心力和重力夹角的不不断变化, 卧式螺旋管内各局部区段内的汽液两相流动较立式螺旋管更加复杂。郭烈锦等人^[9]采用 3 种管圈 $D/d = 12, 24, 48$, 在压力 3—15 MPa、质量流速 250—1500 $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 、热负荷 70—600 kW/m^2 , 出口干度 0.01—1.02 范围

* 国家自然科学基金资助项目。

1996 年 2 月 9 日收到。

内进行了试验研究,发现在相应条件下螺旋管卧式放置时沸腾传热系数比立式要高,试验还测量了传热系数沿螺旋管长方向和同一横截面圆周方向的分布,并分析了不同区段或位置处局部传热系数间的差异及其起因。

由上述可知,对立式螺旋管内的强制对流沸腾换热特性试验研究较多,但对卧式螺旋管的对流沸腾传热特性仍缺乏深入系统的研究;不少学者发现了螺旋管同一横截面上壁温及换热系数分布的不均匀性,但都没有整理出规律来。鉴于螺旋管在工业上的广泛应用,本文进一步在与参考文献[9]互补的较宽广的参数范围内实验研究了螺旋管的强制对流沸腾换热特性,并对局部沸腾换热系数的分布规律进行了总结。

2 试验系统及方法

试验采用闭式循环系统,见图1。整个回路用硅酸陶瓷纤维包覆。实验中直接利用管壁电阻通以大电流低电压的交流电来加热管内的流动工质。

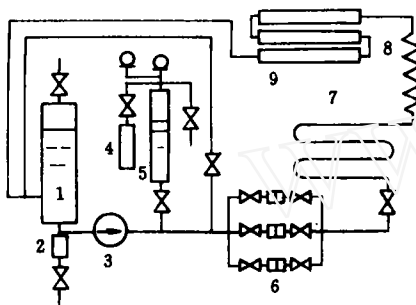


图1 试验回路系统图

- 1 水箱 2 过滤器 3 屏蔽泵 4 氮气瓶
- 5 水箱 6 流量测量孔板 7 预热段
- 8 实验段 9 冷凝器

Fig.1 Diagram of test loop

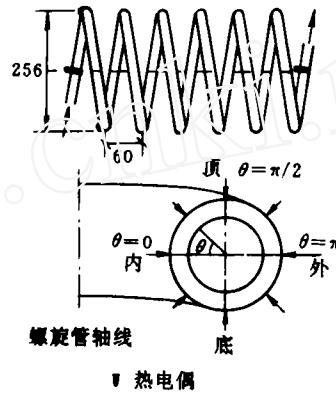


图2 部分试验段

Fig.2 Diagram of the test section

螺旋管用 $\phi 15 \times 2$ mm 的 1Cr18Ni9Ti 的不锈钢管弯制而成,在弯制过程中,为防止变形,用细砂子填充结实。管圈直径 256 mm,节距为 60 mm。几何结构见图 2。

在试验段的入口、出口处用 $\phi 3.0$ mm 的 NiCr-NiSi 铠装热电偶测量工质温度。在试验段外壁沿周向和轴向都布置了 $\phi 0.3$ mm NiCr-NiSi 热电偶,用来测量局部壁温特性与换热系数。试验段流量由布置于预热段前的孔板测量。试验段和流量测量孔板前后的压差由 DP1151 电容式差压变送器测量,试验段进出口压力由 GP1151 和 CY-B 型压力变送器测量。以上所有信号均通过 IMP 分散式数据采集板和计算机进行采集和记录。

试验工质为去离子水。在实验之前,首先对所有的测量仪表进行仔细地标定。在一定的压力、流量、热负荷下,通过逐次增加预热段电加热功率来增加进口工质的焓值,待系统工况稳

定后,记录压力、流量、工质进出口温度、壁温、各加热段的加热功率、压降等参数值,试验段的工质干度由总热平衡法确定,系统的热效率在每次试验前用欠热水标定。对不同的热负荷和流动参数,实验段的散热损失均小于5%。

3 试验结果与讨论

3.1 试验数据处理方法

首先作以下假设:(1)内热源均匀分布;(2)压力沿管长线性分布;(3)螺旋管的轴向导热不计;(4)忽略螺旋管的弯曲变形。截面上工质平均温度 T_f 由热物性函数 $f(P, h)$ 确定,压力 P 由假设(2)获得,工质的焓值 h 由总热平衡方法求得。在上述条件下,建立二维导热方程,由于内壁面边界条件未知,因此是典型的导热反问题,采用最小二乘法求解^[10]。管圈的平均换热系数是对临近出口的5个截面上的传热系数进行算术平均后获得的。

3.2 平均强制对流传热特性

在动量和热量比拟的基础上,将 Lockhart-Martinelli 参数 X_{tt} 扩展到两相流, X_{tt} 由下式确定

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (1)$$

式中 x 为热平衡干度, ρ 为密度,下标 g, l 分别为汽相和液相, μ 为动力粘度。两相强制对流区的换热系数 α_{TP} 的试验数据可用下面的形式来关联

$$\alpha_{TP} / \alpha_L = f(1/X_{tt}) \quad (2)$$

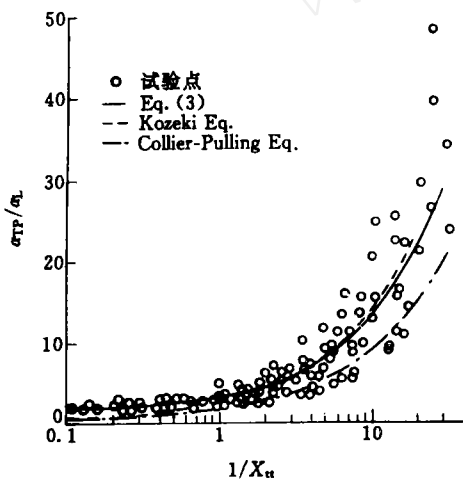


图3 沸腾传热实验结果

Fig.3 Test result on boiling heat transfer

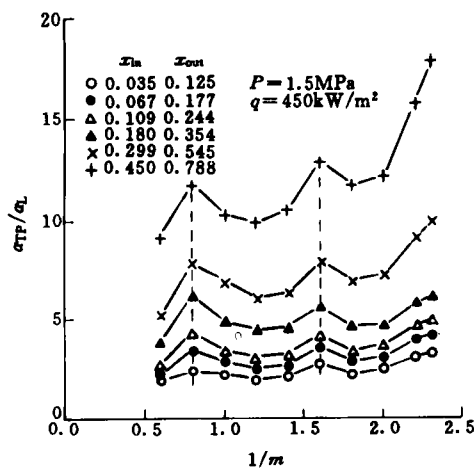


图4 沸腾传热系数沿流动方向的分布

Fig.4 Distribution of heat transfer coefficient along the tube axial direction

式中 α_L 为全液相流动时的对流换热系数。文献[7]对这种处理方法的合理性作出了解释。

对螺旋管出口附近5个截面的算术平均换热系数和平均流动参数进行整理,结果见图3。当 $1/X_{tt}$ 较小时,换热系数变化较小,随 $1/X_{tt}$ 的增大略有增加,当 $1/X_{tt}$ 较大时,换热系数随

$1/X_u$ 的增加而快速增长。换热系数的折转点在 $1/X_u = 1.2$, 对应干度在 0.1 左右, 这正是管内环状流形成的起始点^[1]。本文采用分区拟合的方法整理传热数据。得到卧式螺旋管内汽液两相强制对流沸腾换热系数的关联式

$$\alpha_{TP}/\alpha_L = 1 + 2.21(1/X_u)^{0.30}, 1/X_u < 1.2 \quad (3a)$$

$$\alpha_{TP}/\alpha_L = 3.06(1/X_u)^{0.47}, 1/X_u \geq 1.2 \quad (3b)$$

式中 α_L 按下式计算^[11]

$$\alpha_L = 0.328Re^{0.58}Pr^{0.4}\lambda/d \quad (4)$$

式(3)与试验数据的平均误差为 12%, 最大误差为 $\pm 20\%$ 。由于在数据整理过程中剔除了传热恶化点, 故最大平均干度不超过 0.86。对于低 $1/X_u$ 值下的实验数据, 式(3)较之前人公式表现出更好的关联性。

图 3 中 Kozeki^[5]式的试验参数范围同本文接近, 但螺旋管采用的是立式放置, 其关联式与本次实验数据的平均误差为 18%, 最大误差为 $\pm 40\%$, 在小 $1/X_u$ 数范围内 Kozeki 公式小于实验值, 并且当 $1/X_u$ 很小时, Kozeki 预测值小于 1, 意味着沸腾换热系数低于相同条件下的单相换热, 这是不合理的; Collier-Pulling 式^[12]是直管内沸腾传热系数的计算公式, 其值比卧式螺旋管内沸腾传热系数约小 30%—40%。

3.3 沿螺旋管长传热系数的分布

螺旋管卧式放置时, 沿管长方向, 流体由于所受的离心力和重力的相对位置在连续变化, 其流态也在不停的变化中, 流体对管壁的冲刷换热效果也就不同。图 4 示出了试验段后 3 圈沿管长 l 方向(以实验段中间为 $l=0$)截面平均传热系数的分布。从中可看出流体流经卧式螺旋管的上升区段时传热增强, 在垂直上升截面达到最大(图中两条虚线所连各点), 流体流经下降区段时传热能力减弱, 表现出很好的周期性。在不同的平均干度下, 传热系数沿管长的分布很相似。

在卧式螺旋管的上升区段, 流体在浮力和液相速度径向梯度的作用下, 两相流中气相上升较快, 近壁区的汽泡穿过液膜向管子的中心区扩散, 增加了液膜扰动和热量的传递, 因此换热增强; 在下降区段, 受浮力影响气相速度较低, 截面平均含气率增大, 并且气相有向壁面附近集结的倾向, 所以传热系数降低^[12]。这种分布具有周期性。因此, 如果不考虑传热系数的沿程变化, 仅仅采用某个截面的平均传热系数实验数据来代表管圈的平均传热计算式是不够全面的, 将带来较大的误差。根据上升区段的实验数据, 可得到下面的传热系数关联式:

$$\alpha_{TP}/\alpha_L = 1 + 1.95(1/X_u)^{0.153}, 1/X_u < 1.2 \quad (5a)$$

$$\alpha_{TP}/\alpha_L = 2.69(1/X_u)^{0.611}, 1/X_u \geq 1.2 \quad (5b)$$

下降区段的传热系数关联式:

$$\alpha_{TP}/\alpha_L = 1 + 1.825(1/X_u)^{0.285}, 1/X_u < 1.2 \quad (6a)$$

$$\alpha_{TP}/\alpha_L = 2.695(1/X_u)^{0.491}, 1/X_u \geq 1.2 \quad (6b)$$

3.4 沿管截面周向局部传热系数的分布

如图 7 所示, 两相换热系数在同一管截面圆周方向上的分布很不均匀, 在螺旋管最内侧($\theta=0^\circ$)的值最小, 约占管周向截面平均值的 50%, 随着周向角度的增加, 在到达截面顶部($\theta=90^\circ$)后换热系数急剧增加, 在最外侧($\theta=180^\circ$)达到最大值。 $1/X_u$ 数越大, 截面周向上这

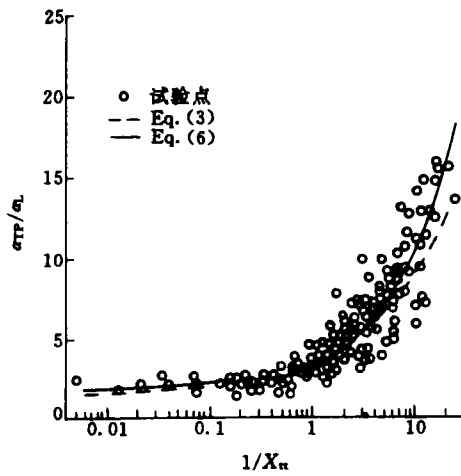


图5 上升区段的实验结果

Fig.5 Test results on the upward flow

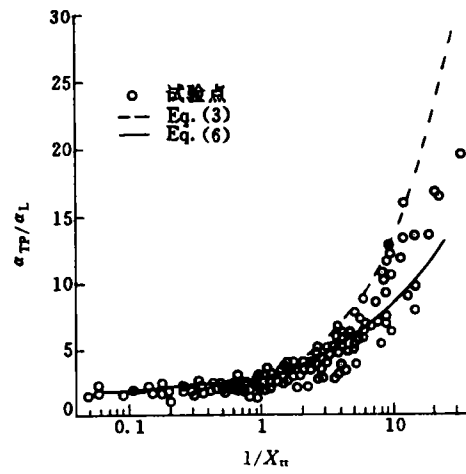


图6 下降区段的实验结果

Fig.6 Test results on the downward flow

种分布不均匀性越大。最外侧的换热系数一般比最内侧高 3—5 倍, 最大可达 10 倍。热流密度对截面周向分布的影响不大。

如果用(3)式来关联管截面周向上不同位置的传热数据, 误差较大。在最内侧($\theta = 0^\circ$)处的传热系数实验值比式(3)的预测值低 50%, 在 90° 、 270° 处的传热数据均可用截面平均传热关联式来预测, 在最外侧的传热系数与式(3)的计算值误差最大。

为工程应用方便, 根据实验数据, 近似假设换热系数分布关于 $\theta = \pi$ 对称, 可用下面公式预测管截面周向分布规律:

$$(\alpha_{TP})_L/\alpha_{TP} = 1.11(1/X_u)^{0.22}(0.6 + 0.8\theta + 0.1\theta^2) \quad (7)$$

式中, $0 \leq \theta < \pi$, 取弧度单位。

3.5 壁温特性

图 8 示出了在压力为 1.5MPa, 质量流速为 $1470\text{kg/m}^2\text{s}$ 时出口截面上的管外壁温度沿截面周向的变化规律。图中包括了过冷水及不同干度下两相混合物的壁温分布。由图可见, 最外侧的壁温最低, 而最内侧或附近最高。其中当过冷水在螺旋管内流动时, 壁面分布最不均匀。当水汽化后, 壁温分布的不均匀性急速降低, 随着干度的增加, 这种不均匀性又逐渐增加。

造成壁温分布的不均匀性的原因主要是螺旋管中离心力的影响, 工质对外侧的冲刷好于对内侧的冲刷, 外侧工质的速度也大于内侧, 导致外侧的对流换热增强, 壁温降低。另外, 由于弯曲变形产生的管壁厚度不均匀也是导致此结果的原因之一, 但本文没有作这一方面的测量与分析。

4 结 论

本文在较宽广的参数范围内对卧式螺旋管内流动沸腾传热特性进行了详细的实验研究, 总结出在实验参数范围内的螺旋管强制对流传热的全管圈平均传热系数计算式(3), 此关联式可更好地计算低 $1/X_u$ 下的沸腾传热系数。实验数据表明, 螺旋管卧式放置时的沸腾换热水平

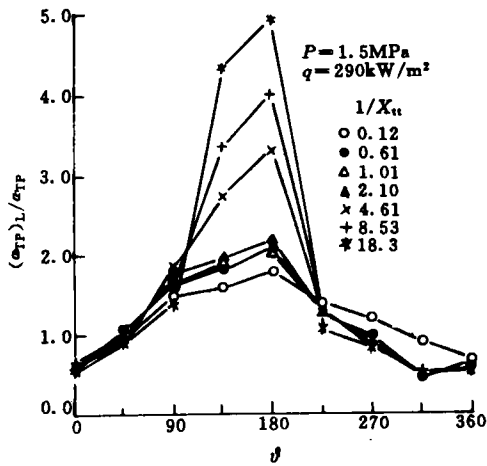


图7 $1/X_{tt}$ 对局部沸腾传热的影响
Fig. 7 Effect of $1/X_{tt}$ on the local heat transfer

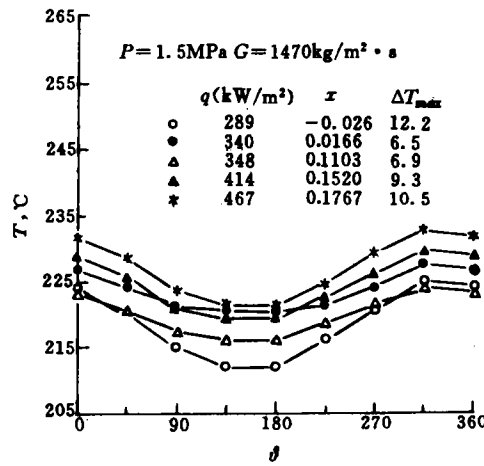


图8 出口截面周向壁温分布
Fig. 8 Wall temperature distribution along the periphery of outlet section.

在 $1/X_{tt}$ 的大部分范围内同立式放置相当, 但比直管高 30%—40%。

换热系数沿管长的分布具有周期性, 最大值位于螺旋管的上升区段, 此位置的传热系数可用式(5)计算; 螺旋管的下降区段的传热系数比管圈平均值要小, 该区段的传热系数可用式(6)计算。沿管截面周向换热系数分布比较对称, 内侧最小, 外侧最大, 内侧换热系数约为截面平均换热系数的 1/2, 截面顶部和底部的传热系数接近于截面平均值, 外侧换热系数比截面平均换热系数大, 干度是影响不均匀分布的主要因素。同一截面周向上局部传热系数的分布可用式(7)来表达。

在管截面圆周方向, 内侧壁温最高, 而外侧最低。单相流动时这种不均匀性最大, 液体刚发生沸腾时最小, 但进入两相区后, 随着干度的增加, 壁温分布的这种不均匀性又增加。

参 考 文 献

- 1 陈学俊. 两相流与传热—原理及应用. 原子能出版社, 1991, p. 18—20.
- 2 郭烈锦. 卧式螺旋管内汽(气)液两相流体动力学特性. 博士学位论文, 西安交通大学, 1989.
- 3 白博峰. 螺旋管壁导热反问题及管内强制对流换热研究. 硕士学位论文, 西安交通大学, 1995.
- 4 Owhadi A, Bell K J and Crain B Jr. Forced convection boiling inside helically coiled tubes. Int. J. Heat Mass Transfer, 1968, 11: 1779—1793.
- 5 Kozeki M. Film thickness and flow boiling for two-phase annular flow in helically coiled tubes. 1973, Proceeding of Reactor Heat Transfer, paper 16, karlstube.
- 6 Crain B Jr and Bell K J. Forced convection heat transfer to a two-phase mixture of water and steam in a helical coil. AIChE Symp series, 1973, 69(131): 30—36.
- 7 陈学俊, 周芳德. 螺旋管内两相强制对流沸腾和干涸后的传热. 西安交通大学学报, 1990, 24(Snpl. 1): 1—8.
- 8 V. G. Kubair. Heat transfer to multipase flow in coiled pipes. The 8th international heat transfer conference, San Fransco, 1985, p. 2355—2360.
- 9 郭烈锦, 陈学俊, 张鸣远. 卧式螺旋管内汽水两相流沸腾传热特性研究. 西安交通大学学报, 1994, 28(5): 120—124.

- 10 Bai Bofeng, Guo Liejing, Chen Xuejun. A least-squares solution to nonlinear steady state multi-dimensional IHCP. *Journal of Thermal Science*, 1996, 5(1):39—42.
- 11 白博峰, 郭烈锦, 冯自平, 陈学俊. 卧式螺旋管内紊流传热试验研究. *化工学报*, 1997, 48(1):16—21.
- 12 范从振主编. *锅炉原理*. 北京: 水力水电出版社, 1986, p. 233—234.

STUDY ON CONVECTIVE BOILING HEAT TRANSFER IN HORIZONTAL HELICALLY COILED TUBES

BAI BOFENG GUO LIEJIN

(Xi'an Jiaotong University)

(Manuscript received 9 February, 1996)

ABSTRACT

In this paper, the convective boiling heat transfer characteristics of water and steam two-phase flow in the horizontal helically coiled tubes was experimentally studied in detail. The inner diameter of the tube is 11 mm and the diameter ratio of the coil to the tube 23.27. The experimental pressure is ranged from 0.5 to 3.0 MPa, mass flowrate from 200 to 2500 kg/m²·s, heat flux from 230 to 500 kW/m², and outlet steam quality from 0 to 0.86. The correlation was obtained to calculate the average heat transfer coefficient. The distributions of the local heat transfer coefficient and the tube wall temperature were analyzed in detail. Along the tube, the average heat transfer coefficient of the cross-section was the largest in the upward flow and smallest in the downward flow. Along the periphery of the cross-section, the local one was the largest on the inner side, smallest on the outer side and middle on the top and bottom side. A correlation was proposed for this distribution. In addition, the distribution of tube wall temperature along the periphery of the tube cross-section showed that it was the largest on the inner side but the smallest on the outer side.

Key words horizontal helically coiled tubes convective boiling heat transfer coefficient
(责任编辑:唐宗渝)