

亚临界及近临界压力区低质量流速光管的传热特性研究^①

潘 杰^② 杨 冬^③ 董自春 朱 探 毕勤成

(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室 西安 710049)

摘 要 在低质量流速条件下,对垂直上升光管内汽水两相流动沸腾传热特性进行了系统的实验研究。实验段采用了 $\Phi 22\text{mm} \times 2.5\text{mm}$ 的 $1\text{Cr}_{18}\text{Ni}_9\text{Ti}$ 不锈钢管。实验条件为压力 $p = 10 \sim 21\text{MPa}$,管内质量流速 $G = 448 \sim 1233\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$,内壁热流密度 $q = 130 \sim 541\text{kW}/\text{m}^2$ 。实验得到了不同工况下垂直上升光管的壁温分布特性。分析了压力、热负荷和质量流速变化对光管传热特性的影响,探讨了传热恶化的发生机理,并给出了能用于工程实际的传热实验关联式。结果表明:在亚临界及近临界压力区,垂直上升光管通常会发生两类传热恶化:膜态沸腾和干涸。压力与热负荷的增大以及质量流速的减小,均会导致传热恶化提前发生和传热恶化后的壁温飞升值增大。与亚临界区相比,光管在近临界区的传热特性变差,发生传热恶化的临界干度下降,甚至在过冷区就发生壁温飞升。

关键词 亚临界及近临界压力,低质量流速,光管,壁温,膜态沸腾,干涸

0 引言

循环流化床(circulating fluidized bed, CFB)燃烧技术具有非常高的燃烧效率,能有效控制污染物排放,可以实现炉内脱硫,并且具有较强的燃料适应性和负荷调节能力。而超临界技术能提高朗肯循环的热效率,显著减少单位煤耗。超临界技术与 CFB 燃烧技术的结合将会在提高发电效率的同时有效控制污染物排放。因此,超临界 CFB 技术作为满足中国电力可持续发展的洁净煤发电技术,将成为我国燃煤火电机组的重要发展方向^[1,2]。水动力安全是 CFB 锅炉设计中关注的重点,目前国内在锅炉水冷壁设计上较缺乏经验,为此,本文对低质量流速下垂直上升光管的流动沸腾传热特性进行了实验研究,以期得出对设计有指导意义的结果。

1 相关知识

水冷壁设计是超临界 CFB 锅炉的关键技术之一。为了避免流化床对炉膛的磨损,水冷壁只能采用垂直管圈技术^[3]。研究表明,CFB 锅炉炉膛内热

负荷比煤粉炉低,分布也更为均匀^[4],因此在超临界 CFB 锅炉水冷壁设计中,采用具有低成本和低摩擦阻力优势的光管成为了可能。美国 Foster Wheeler 公司即提出了四面墙采用光管,中间隔墙采用内螺纹管的水冷壁布置方式^[5]。ALSTOM 公司的研究也证明内螺纹管对 CFB 锅炉水冷壁冷却的改善很有限,因此认为炉膛布置可以采用传统的光管。我国具有自主知识产权的超临界 CFB 锅炉概念设计中也提出了光管加内螺纹管的垂直水冷壁结构^[6]。由于炉膛热负荷相对较低,为了减少附加受热面的布置和保证水冷壁工质具有足够的吸热量,低质量流速是超临界 CFB 锅炉水冷壁设计的最佳选择。低质量流速会使得管内压降中重力压降占主要地位,由此在并联管中产生类似自然循环锅炉中流量的正响应特性,即受热强的管子流量较大,因此不需要布置节流孔圈进行流量调节。另外,采用低质量流速技术能够有效减少给水泵能耗。因此,该技术被广泛应用于超临界 CFB 锅炉。

国际上对大尺寸管内的两相流动沸腾传热进行了广泛的实验研究^[7-9],并提出了许多实验关联式^[9-16]。但是这些关联式的适用范围较小。许多学者也对流动沸腾传热机理进行了深入的研究分析,

① 国家科技支撑计划(2006BAA03B02-03)资助项目。

② 男,1981 年生,博士生;研究方向:多相流与传热;E-mail:jackpan2006@stu.xjtu.edu.cn

③ 通讯作者,E-mail:dyang@mail.xjtu.edu.cn

(收稿日期:2010-09-21)

并提出了一些预测膜态沸腾和干涸发生的理论模型^[17-19]。然而这些模型的预测准确性不高,只在极小的参数范围内取得了成功。

我国关于高压两相流动沸腾传热的研究主要集中在动力工程多相流国家重点实验室。其中孙丹等^[20]、胡志宏等^[21]和 Zhu 等^[22]对光管内水在近临界压力区的流动沸腾传热特性进行了实验研究。尹飞等^[23]对亚临界及近临界压力区倾斜管与垂直管中汽水两相沸腾传热特性进行了比较。但是这些研究都是针对煤粉锅炉水冷壁工况展开的,而且主要是针对中高质量流速,研究结论不能用于 CFB 锅炉设计。

超临界 CFB 锅炉运行参数高,一般采用变压运行方式,附加受热面的布置也使得水冷壁结构更加复杂。并且光管的传热性能较差,易发生传热恶化。而目前国际上对于流动沸腾的机理仍不清楚,缺乏可以通用的传热计算关联式,国内对超临界 CFB 锅炉水冷壁设计也缺乏经验。因此,为了确保我国超临界 CFB 锅炉水冷壁的设计和运行安全,有必要进行低质量流速下垂直上升光管的流动沸腾传热特性研究。

2 实验系统及方法

本实验在西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室的高压汽水两相流动传热实验台上完成。实验回路系统如图 1 所示。

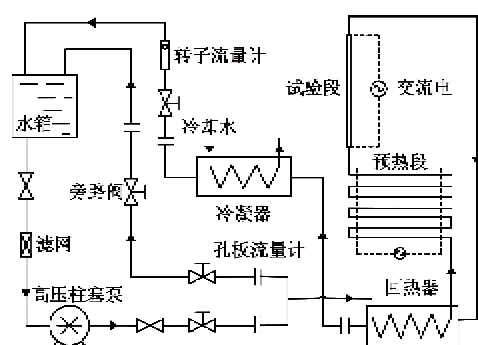


图1 垂直上升光管流动沸腾传热实验系统

实验段采用 $\Phi 22\text{mm} \times 2.5\text{mm}$ 的 $1\text{Cr}_{18}\text{Ni}_9\text{Ti}$ 不锈钢管,长度为 2m。为消除管道弯头的影响,在实验段的上游与下游均布置了流动稳定段。实验所用工质为去离子水,预热段和实验段均采用低压大电流直接进行全周均匀加热,实验段结构及温度与压力测点布置见图 2。

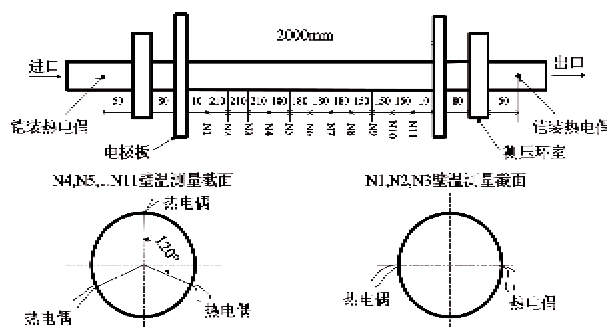


图2 实验段结构及测点布置

工质流量由锐边孔板和智能差压变送器测量,实验段压力采用智能压力变送器测量。差压变送器和压力变送器精度均为 0.25%。通过镍铬-镍硅铠装热电偶测量工质温度。实验段的外壁面温度由布置在实验段 11 个截面上的 $\Phi 0.5\text{mm}$ 的镍铬-镍硅 K 型热电偶测得。热电偶的测量误差为 0.4°C 。

实验的主要原理是使实验段流量、压力及热负荷保持不变,而不断增加预热段加热功率,记录不同的进口工质状态条件下的实验段工质温度、外壁温度、流量、压力、热负荷数据,得到完整的流动传热数据。实验中所用的数据采集系统由工控机、24V 电源和 4 块 IMP3595 数据采集板构成。

3 实验结果与分析

3.1 亚临界压力区传热特性

3.1.1 压力的影响

图 3 给出了亚临界压力区质量流速 $G = 448\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、内壁热负荷 $q = 346\text{ kW}/\text{m}^2$ 时,压力对光管内壁温度随管内工质焓值变化的影响。内壁温度通过文献[26]中的方法根据外壁温度推出。从图中可以看出,随着压力从 10MPa 提高到 12MPa,

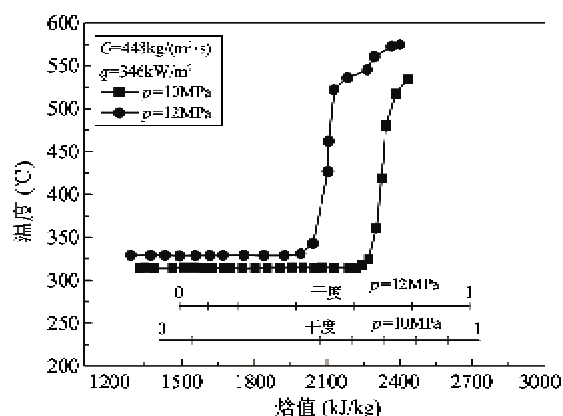
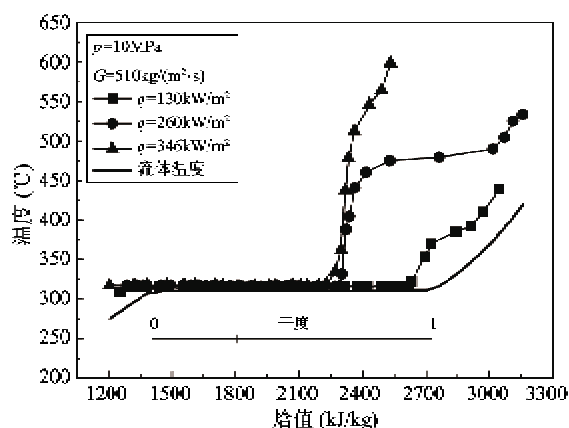


图3 压力对壁温的影响

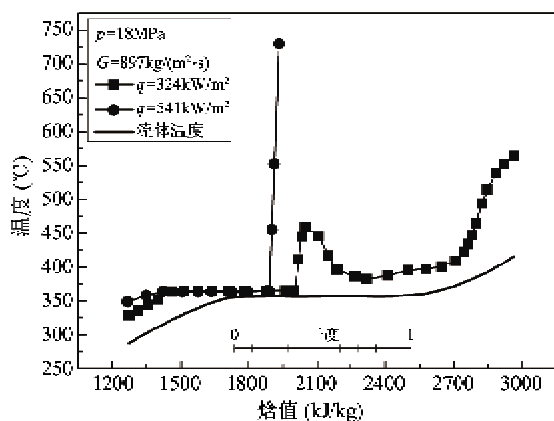
光管壁温随之明显升高。在两相区流体干度小于 0.4 时,处于正常传热状态,壁温增加了约 14°C ,这是由于压力的增加导致水的饱和温度从 311.0°C 提高到了 324.7°C ,换热系数变化并不明显(根据牛顿冷却公式)。图 3 中壁温飞升值较小,临界干度大于 0.4,因此认为管内发生了第二类传热恶化,即干涸。其主要原因是随着流体干度的增大,贴近壁面的液膜不断变薄,最终被主流蒸汽撕裂,因而壁面出现局部不能被液膜覆盖的现象,导致壁温升高,最终促使环状流转变为雾状流。随着压力的升高,发生传热恶化时的临界干度显著减小。这主要是因为随着压力提高,饱和水密度减小,气流扰动对液膜影响大,同时表面张力也减小,降低了液膜的保持能力。由于压力的增大能够降低液膜的稳定性,因此能促使管内流型由环状流更早地转变为雾状流,从而导致干涸提前出现。

3.1.2 热负荷的影响

图 4 给出了亚临界压力区不同压力和质量流速时,内壁热负荷对光管内壁温度随管内工质焓值变



(a) 压力 $p=10\text{MPa}$ 、质量流速 $G=510\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$



(b) 压力 $p=18\text{MPa}$ 、质量流速 $G=897\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

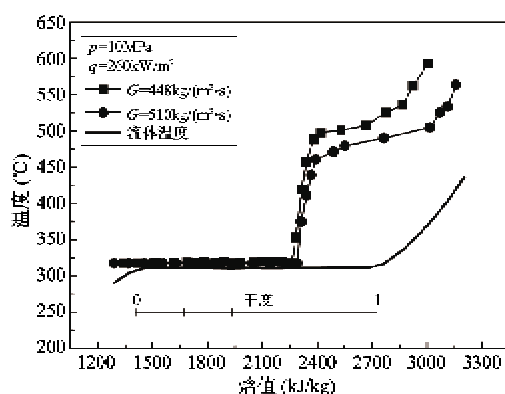
图 4 热负荷对壁温的影响

化的影响。从图中可以看出,压力和质量流速不变时随着热负荷的增加,光管在两相区正常传热时壁温变化很小;由牛顿冷却公式可知,换热系数增大。这是由于在正常传热条件下,热负荷的增大使得核态沸腾更加剧烈,从而增强了管壁与流体之间的换热。在图 4(a) 中,随着热负荷的增加,发生传热恶化时工质的临界干度减小,传热恶化提前发生,发生干涸后的壁温飞升也更加剧烈。

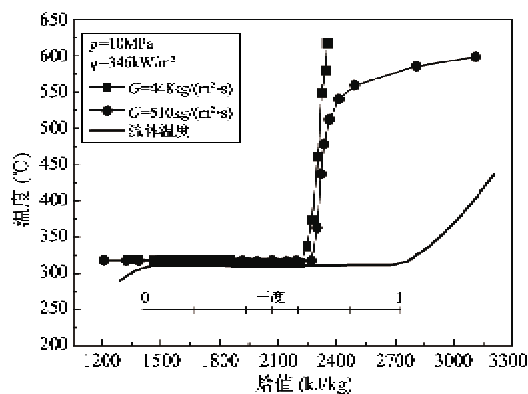
分析图 4(b) 发现,在低干度区,管内即出现了壁温飞升,这是因为发生了第一类传热恶化。一般认为原因是由于热负荷较大,管壁上产生了大量的气泡,当这些吸附在管壁上的气泡脱离壁面的速度低于气泡产生的速度时,就会导致壁面的气泡拥塞,形成热阻很大的气泡层,从而导致膜态沸腾。图中发生膜态沸腾时的壁温飞升速度和飞升峰值均比干涸要大很多,这是两种传热恶化的不同传热方式决定的。随着热负荷的增加,光管发生膜态沸腾的工质干度减小,传热恶化提前出现,壁温飞升变得非常猛烈,壁温飞升峰值也随之迅速增大。

3.1.3 质量流速的影响

图 5 给出了亚临界压力区不同压力和内壁热负



(a) 压力 $p=10\text{MPa}$ 、内壁热负荷 $q=260\text{kW}/\text{m}^2$



(b) 压力 $p=10\text{MPa}$ 、内壁热负荷 $q=346\text{kW}/\text{m}^2$

图 5 质量流速对壁温的影响

荷时,质量流速对光管内壁温度随管内工质焓值变化的影响。从图中可以看出,在流体干度小于 0.6 时,流体处于正常传热区域。此时质量流速的增大对壁温的影响很小。这是由于存在一个界限质量流速,质量流速大于界限质量流速时,其值增大对传热的改善很小。但随着质量流速的增大,发生传热恶化时的临界干度略有增大,即干涸的发生略有推迟,干涸后区域的管壁温度也有所下降。图 5(a)中,当质量流速由 $448\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 增大到 $510\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,发生传热恶化时的工质干度由 0.64 增大到了 0.67,发生干涸后光管的内壁温度下降了约 $20 \sim 30^\circ\text{C}$ 。在图 5(b)中,光管内发生传热恶化时的工质干度由 0.61 增大到了 0.65,发生干涸后光管的内壁温度下降则更加明显。这是因为提高管内质量流速时,流体湍流强度的增加使得管壁与流体之间的对流换热增强。

3.2 近临界压力区传热特性

3.2.1 压力的影响

图 6 给出了近临界压力区质量流速 $G = 897\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、内壁热负荷 $q = 324\text{kW}/\text{m}^2$ 时,压力对光管内壁温度随管内工质焓值变化的影响。从图中可以看出,随着压力从 18MPa 提高到 20.5MPa,光管管壁的温度随之明显升高,在两相区流体干度小于 0.2 时,两种工况均处于正常传热状态,后者的温度比前者高出约 11°C ,这主要是因为压力的增加导致水的饱和温度从 357.0°C 提高到了 367.8°C ,换热系数变化很小。从图中可以发现,发生传热恶化时的工质干度较小,这是因为此时光管内出现了膜态沸腾,导致了第一类传热恶化。随着压力的提高,内螺旋管中发生第一类传热恶化时工质的干度从 0.34 减小到了 0.17,即传热恶化提前发生;发生传热恶化

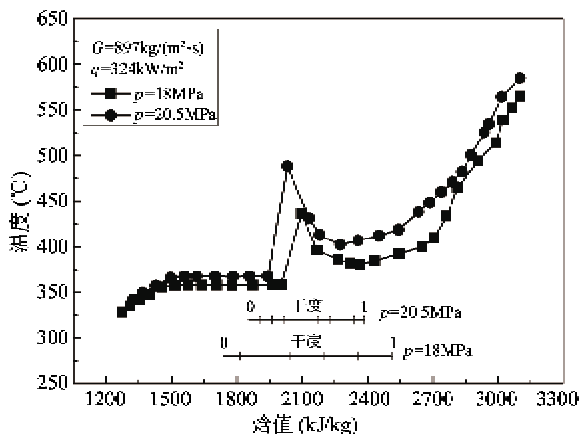
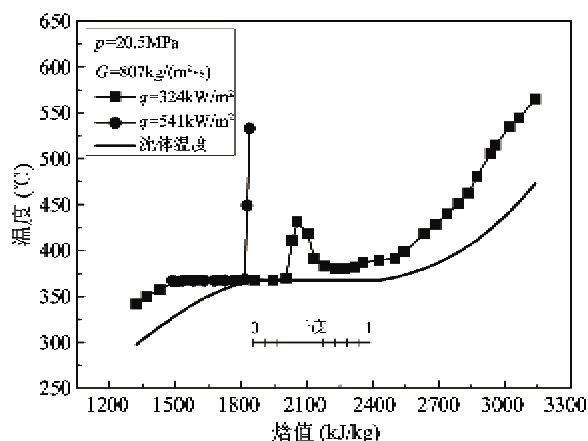


图 6 压力对壁温的影响

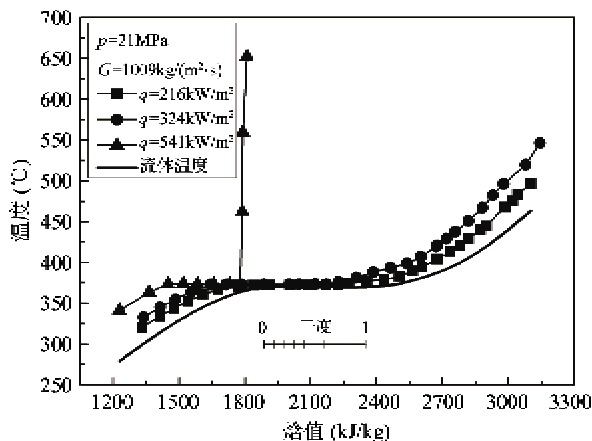
时的壁温飞升峰值也从 436.3°C 增大到了 488.6°C ; 发生传热恶化后壁温也增高了约 $20 \sim 30^\circ\text{C}$ 。

3.2.2 热负荷的影响

图 7 给出了近临界压力区不同压力和质量流速时,内壁热负荷对光管内壁温度随管内工质焓值变化的影响。从图中发现,压力和质量流速不变时随着热负荷的增大,发生传热恶化时工质的临界干度减小,传热恶化提前发生;发生传热恶化后壁温随着热负荷的增大而增高;热负荷的增大会导致第一类传热恶化的发生。图中高热负荷工况时,在过冷状态即发生了第一类传热恶化,导致了剧烈的壁温飞升。一般认为这是由于高热负荷使得壁面气泡拥塞,发生膜态沸腾,使管壁与工质间的换热系数大大降低。图 7(a)中,当热负荷从 $324\text{kW}/\text{m}^2$ 增加到 $541\text{kW}/\text{m}^2$ 时,光管发生膜态沸腾的焓值显著减小,第一类传热恶化现象的发生大大提前,传热恶化时的壁温飞升峰值也随之迅速增大。



(a) 压力 $p = 20.5\text{MPa}$ 、质量流速 $G = 807\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$



(b) 压力 $p = 21\text{MPa}$ 、质量流速 $G = 1009\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

图 7 热负荷对壁温的影响

3.2.3 质量流速的影响

图 8 给出了近临界压力区压力 $p = 21 \text{ MPa}$ 、内壁热负荷 $q = 324 \text{ kW/m}^2$ 时,质量流速对光管内壁温度随管内工质焓值变化的影响。图中当质量流速由 $807 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ 增大到 $1009 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ 时,光管内膜态沸腾被有效抑制;发生第二类传热恶化后的壁温飞升值也显著降低。这是由于提高质量流速时,管内流体湍流强度增加,流体对壁面气泡层的剪切力增大,吸附在管壁上的气泡更容易脱离壁面被主流带走,导致壁面上无法形成气泡拥塞,从而有效抑制了膜态沸腾。同时,管内流体质量流速的增大也使得流体湍流强度增大,强化了管壁与流体之间的换热。

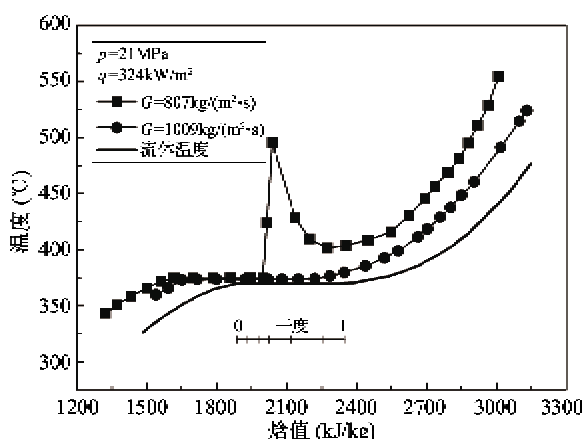


图 8 质量流速对壁温的影响

3.3 传热实验关联式

3.3.1 亚临界区

根据 Dittus-Boelter 公式对单相水区域数据进行整理得到:

$$Nu = 0.02342 \cdot Re^{0.79885} \cdot Pr^{0.41132} \quad (1)$$

式中 Nu 为努赛尔数, Re 为雷诺数, Pr 为普朗特数。根据 Lockhart-Martinelli 关系式中系数 $X_u^{[10]}$ 对两相正常传热区域数据进行关联得到:

$$\frac{\alpha_{tp}}{\alpha_l} = 8.85096 \left(\frac{1}{X_u} \right)^{0.13189} \left(\frac{P}{P_{cr}} \right)^{2.00437} \left(\frac{G}{G_{max}} \right)^{-0.98743} \quad (2)$$

其中 $X_u = \left(\frac{\Delta p_l}{\Delta p_g} \right)^{1/2} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1}$ 。式

中下标 tp 表示两相, l 表示液相; P_{cr} 为临界点压力, 取 22.115 MPa ; G_{max} 为试验中的最大质量流速, 取 $1600 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$; 下标 g 和 l 分别表示以饱和水温度和饱和蒸汽温度为定性温度。

在干涸后传热区域, 根据 Slaughterback 经验关系式^[25]得到:

$$Nu = 0.02013 \left(Re_g \left(x + \frac{\rho_g}{\rho_l} (1-x) \right) \right)^{0.73} \cdot Pr_{gw}^{1.8158} q^{0.07443} \left(\frac{\lambda_g}{\lambda_{cr}} \right)^{-0.12962} \quad (3)$$

式中下标 g 和 l 分别表示以饱和水温度和饱和蒸汽温度为定性温度; Pr_{gw} 表示以壁温为定性温度得到的汽相 Pr 数; $\lambda_{cr} = 0.914$, 为热力学临界点的导热系数。

式(1)、(2)、(3)的平均相对误差分别为 5.16% 、 3.97% 和 6.77% 。适用范围为: 压力 $p = 10 \sim 18 \text{ MPa}$, 质量流速 $G = 448 \sim 897 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$, 内壁热负荷 $q = 130 \sim 541 \text{ kW/m}^2$ 。

通过整理亚临界区实验数据得出临界热负荷公式为

$$q_{cr} = 207961.6 \times (22.115 - P)^{-0.56963} G^{-0.77153} \cdot (1-x)^{0.46723} \quad (4)$$

式(4)的平均相对误差为 17.28% , 适用范围为: 压力 $p = 10 \sim 18 \text{ MPa}$, 质量流速 $G = 448 \sim 897 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, 热负荷 $q = 130 \sim 541 \text{ kW/m}^2$, $x = 0 \sim 0.7$ 。

3.3.2 近临界区

根据 Dittus-Boelter 公式对单相水区域数据进行整理得到:

$$Nu = 0.02127 \cdot Re^{0.80718} \cdot Pr^{0.43221} \quad (5)$$

根据 Lockhart-Martinelli 关系式中系数 $X_u^{[10]}$ 对两相正常传热区域数据进行关联得到:

$$\frac{\alpha_{tp}}{\alpha_l} = 3.76479 \left(\frac{1}{X_u} \right)^{-0.17849} \left(\frac{P}{P_{cr}} \right)^{-4.91659} \left(\frac{G}{G_{max}} \right)^{0.59207} \quad (6)$$

在干涸后传热区域, 根据 Slaughterback 经验关系式^[25]得到:

$$Nu = 0.000004251 \left(Re_g \left(x + \frac{\rho_g}{\rho_l} (1-x) \right) \right)^{1.35659} \cdot Pr_{gw}^{1.94978} q^{0.01369} \left(\frac{\lambda_g}{\lambda_{cr}} \right)^{-0.256} \quad (7)$$

式(5)、(6)、(7)的平均相对误差分别为 4.82% 、 3.87% 和 11.53% 。适用范围为: 压力 $p = 18 \sim 21 \text{ MPa}$, 质量流速 $G = 807 \sim 1233 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$, 内壁热负荷 $q = 216 \sim 541 \text{ kW/m}^2$ 。

通过整理近临界区实验数据得出临界热负荷公式:

$$q_{cr} = 103.3909 (22.115 - P)^{0.39236} G^{0.20159} \cdot (1-x)^{1.2781} \quad (8)$$

式(8)的平均相对误差为2.29%,适用范围:压力 $p = 18 \sim 21 \text{ MPa}$, 质量流速 $G = 807 \sim 1233 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 热负荷 $q = 216 \sim 541 \text{ kW/m}^2$, $x = -0.2 \sim 0.5$ 。

4 结 论

(1) 在低质量流速条件下,对垂直上升光管内汽水两相的流动沸腾传热特性进行了系统的实验研究。实验得到了不同工况下垂直上升光管的壁温分布与传热特性,为我国具有自主知识产权的 600MW 超临界 CFB 锅炉技术开发提供了参考和理论支持。

(2) 研究结果表明:垂直上升光管在低质量流速条件下传热特性较差。在亚临界及近临界压力区,垂直上升光管通常会发生两类传热恶化:膜态沸腾和干涸。压力与热负荷的增大,以及质量流速的减小,均会导致传热恶化发生提前和传热恶化后的壁温飞升值增大。压力与热负荷对传热的影响较大,而质量流速的影响相对较小。与亚临界区相比,在近临界压力区,光管的传热特性变差,传热恶化的临界干度下降,甚至在过冷区就会发生壁温飞升。

(3) 针对亚临界和近临界压力区,探讨了垂直上升光管内传热恶化的发生机理,并给出了能用于工程实际的传热实验关联式。在实际的锅炉设计中,可以通过本文获得的经验关联式进行水动力计算校核。

(4) 为了保证锅炉设计和运行安全,以适应极端工况,实验对热负荷进行了放大。从文中实验数据可以看出,部分工况下管内发生了膜态沸腾,壁温较高。为了阻止水冷壁管在极端工况下发生膜态沸腾并防止壁温超出运行安全极限,在锅炉受热面热负荷较大的区域一般采用提高质量流速和内螺纹管技术两种方法来强化传热。在超临界 CFB 锅炉水冷壁设计中,应该合理选择管型及质量流速,以保证锅炉运行安全的同时降低成本和能耗。

参考文献

- [1] 辛建,吕俊复,岳光溪等. 发展超临界循环流化床的讨论. 热能动力工程,2002,17(101):439-442
- [2] Goidich S J. Integration of the BENSON vertical OTU technology and the compact CFB boiler. Presented at the Power-Gen International 2000 Conference, Orlando, USA, 2000
- [3] 孙献斌. 超临界循环流化床锅炉的研发. 热力发电, 2008,37(1):1-3
- [4] Basu P, Halder P K. A new concept for operation of a pulverized coal fired boiler using circulating fluidized bed firing. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1989, 111(4): 626-630
- [5] Lundqvist R, Schrief A, Kinnunen P, et al. A major step forward: the supercritical CFB boiler. Presented at the Power-Gen International 2003 Conference, Las Vegas, USA, 2003
- [6] 聂立,王鹏,彭雷等. 600MW 超临界循环流化床锅炉的设计. 动力工程,2008,28(5):701-706
- [7] Kim C H, Chang S H. CHF characteristics of R-134a flowing upward in uniformly heated vertical tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, 48: 2242-2249
- [8] Cheng X, Erbacher F J, Muller U. Critical heat flux in uniformly heated vertical tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1997, 40: 2929-2939
- [9] Kandlikar S G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME*, 1990, 112(1): 219-228
- [10] Chen J C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Industrial and Engineering Chemistry Process Design and development*, 1966, 5(3): 322-329
- [11] Shah M M. A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes. *ASHRAE Transactions*, 1976, 82(2): 66-86
- [12] Carey V P. Liquid-vapor phase-change phenomena—an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment (2nd edition). New York: Taylor & Francis Group, 2008. 583-689
- [13] Gungor K E, Winterton R H S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1986, 29(3): 351-358
- [14] Bjorge R W, Hall G R, Rohsenow W M. Correlation of forced convection boiling heat transfer data. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1982, 25(6): 753-757
- [15] Groeneveld D C, Freund G A. Post-dryout heat transfer at reactor operating conditions. In: *Proceedings of the National Topical Meeting on Water Reactor Safety*, Salt Lake City, USA, 1973
- [16] Groeneveld D C, Delorme G G J. Prediction of thermal non-equilibrium in the post-dryout regime. *Nuclear Engineering and Design*, 1976, 36(1):17-26
- [17] Weisman J, Pei B S. Prediction of critical heat flux in flow boiling at low qualities. *International Journal of Heat*

- and Mass Transfer*, 1983, 26: 1463-1477
- [18] Chun T H, Baek W P, Chang S H. An integral equation model for critical heat flux at subcooled and low quality flow boiling. *Nuclear Engineering and Design*, 1999, 199: 13-29
- [19] Kwon Y M, Chang S H. A mechanistic critical heat flux model for wide range of subcooled and low quality flow boiling. *Nuclear Engineering and Design*, 1999, 188: 27-47
- [20] 孙丹,陈听宽,罗毓珊等. 垂直上升光管内临界压力区水的传热特性研究. 西安交通大学学报, 2001, 35(1): 10-14
- [21] 胡志宏,陈听宽,孙丹. 近临界及超临界压力区垂直光管和内螺旋管传热特性的试验研究. 热能动力工程, 2001, 16(93): 267-270
- [22] Zhu X, Bi Q, Yang D, et al. An investigation on heat transfer characteristics of different pressure steam-water in vertical upward tube. *Nuclear Engineering and Design*, 2009, 239: 381-388
- [23] 尹飞,陈听宽,罗毓珊等. 亚临界及近临界压力区倾斜管与垂直管中汽水沸腾传热特性比较. 中国电机工程学报, 2005, 25(1): 137-141
- [24] Cheng L, Chen T. Flow boiling heat transfer in a vertical spirally internally ribbed tube. *Heat and Mass Transfer*, 2001, 37: 229-236
- [25] Polyakov A F. Heat transfer under supercritical pressures. *Advanced in Heat Transfer*, 1991, 21: 1-51

Experimental investigation on heat transfer characteristics of smooth tubes at low mass flux under subcritical and nearcritical pressure

Pan Jie, Yang Dong, Dong Zichun, Zhu Tan, Bi Qincheng

(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

Abstract

The flow boiling heat transfer characteristics of water in vertical upward smooth tubes were investigated experimentally at low mass flux. The test section was the $\Phi 22 \times 2.5$ mm stainless steel tube. The operating conditions were the pressure of 10-21 MPa, mass flux of 448-1233 kg/(m² · s), and inner wall heat flux of 130-541 kW/m². The tube wall temperature distribution was obtained in the experiment. The effects of pressure, wall heat flux and mass flux on heat transfer were analyzed, the heat transfer deterioration mechanism was discussed, and the corresponding empirical correlations were also presented. The experimental results showed that heat transfer deteriorations, including film boiling and dryout, occurred in the smooth tube. With the increase of pressure and wall heat flux, and with the decrease of mass flux, the heat transfer deterioration occurred ahead and the peak value of wall temperature rose obviously. The heat transfer performance at nearcritical pressure got worse, the critical quality became low, and the abrupt wall temperature rise even occurred in the subcooled water region.

Key words: subcritical and nearcritical pressure, low mass flux, smooth tube, wall temperature, film boiling, dryout