DOI: 10.19666/j.rlfd.202303038

超临界 CFB 锅炉灵活运行方式下的流动传热及动态特性试验研究

杜晓成，王奥宇，项昱轩，杨 冬
（西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室，陕西 西安 710049）

［摘 要］为了给超临界 350 MW 循环流化床（CFB）锅炉灵活运行提供指导，对亚临界压力下垂直上升光管内低质量流速汽水工质的流动传热及动态特性进行了试验研究。流动传热试验的压力为 12.0～15.0 MPa，质量流速为 350～440 kg/(m^2·s)，内壁热负荷为 135~220 kW/m^2。在 26 MPa 稳态试验基础上，通过压力阶跃减小和热负荷阶跃增加研究了垂直上升光管的动态特性。流动传热试验的结果表明：改变压力会影响饱和沸腾区的传热性能和饱和沸腾区的焓值区间；质量流速对传热性能影响仅体现在过冷区，质量流速增大过冷区的传热性能增强；增加热负荷会使饱和沸腾区的传热性能下降。根据流动传热试验数据，拟合得到了亚临界条件下垂直上升光管内汽水工质的传热和摩擦阻力关联式。动态特性试验的结果表明：压力阶跃变化量越大，试验段内的质量流速增量越大，出口比焓和出口壁温变化程度越大；热负荷阶跃仅会影响出口比焓，热负荷阶跃变化量越大，出口比焓和出口壁温变化程度越大。本研究可以为超临界 CFB 锅炉低负荷、灵活运行过程提供指导。

［关 键 词］CFB 锅炉；灵活运行；流动传热特性；动态特性；关联式；垂直上升光管

［引用本文格式］杜晓成，王奥宇，项昱轩，等. 超临界 CFB 锅炉灵活运行方式下的流动传热及动态特性试验研究[J]. 热力发电, 2023, 52(9): 76-86. DU Xiaocheng, WANG Aoyu, XIANG Yuxuan, et al. Experimental investigation on flow heat transfer and dynamic characteristics of supercritical CFB boiler under flexible operation[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(9): 76-86.

Experimental investigation on flow heat transfer and dynamic characteristics of supercritical CFB boiler under flexible operation

DU Xiaocheng, WANG Aoyu, XIANG Yuxuan, YANG Dong
(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To provide guidance for the flexible operation of 350 MW supercritical CFB boiler, experimental investigations were conducted on the flow and heat transfer characteristics of water with low mass flux in vertical upward smooth tube under subcritical pressure. Flow and heat transfer experiments were performed under the conditions of 12~15 MPa pressure, 350~440 kg/(m^2·s) mass flux, 135~220 kW/m^2 inner wall heat flux. Furthermore, the dynamic characteristics of the tube were experimentally studied by decreasing pressure and increasing inner wall heat flux, based on the 26 MPa heat transfer experiments. The results of the heat transfer experiments indicate that changing pressure affects the heat transfer performance and enthalpy range of the saturated boiling region. The influence of mass flux on heat transfer performance is only reflected in the sub cooled zone, and the heat transfer performance is enhanced with the increase of mass flux. Increasing heat flux decreases the heat transfer performance in the saturated boiling region. Meanwhile, the correlations of the heat transfer coefficient and friction resistance of water in the tube were fitted based on the experimental data. The dynamic experimental results show that the greater the pressure step, the greater the mass flux increment, and the greater the change in the outlet enthalpy and outlet wall temperature. The step of heat flux only affects the outlet enthalpy and outlet wall

收 稿 日 期：2023-03-18 网络首发日期：2023-05-08
基 金 项 目：国家重点研发计划项目（2022YFB4100303）
Supported by: National Key Research and Development Program (2022YFB4100303)
第一作者简介：杜晓成（1995），男，博士研究生，主要研究方向为流动传热与流动不稳定性，x.c.du@stu.xjtu.edu.cn.com。
通信作者简介：杨冬（1967），男，博士，教授，主要研究方向为多相流与传热、超（超）临界锅炉水动力，dyang@mail.xjtu.edu.cn。

temperature. The greater the step of heat flux, the greater the change in the outlet enthalpy and outlet wall temperature. This work can provide guidance for supercritical CFB boiler in low load and flexible variable load operation.

Key words: CFB boiler; flexible operation; flow and heat transfer characteristics; dynamic characteristics; correlations; vertical upward smooth tube

随着我国“碳中和、碳达峰”能源发展战略的提出，我国新能源发电量逐年增加[1]。据国家能源局统计，目前我国新能源发电装机容量约占总装机容量的 30%，这表明新能源已成为电力结构中的重要部分[2]。但是风能、太阳能等新能源存在着随机间歇性的特点[3]，为了充分利用新能源发电，火电等传统机组将承担更多的调峰任务。这便要求火电机组的负荷响应速率快且能在偏离设计工况的低负荷条件下安全运行[4]。

超临界循环流化床锅炉兼具超临界参数发电和循环流化床燃烧的优势，具有煤种适应性强、污染控制成本低、污染排放低、发电效率高等特点，在我国能源转型过程中发挥着重要的作用[4-7]。“十三五”期间，我国超临界循环流化床（CFB）技术取得了巨大的进步。截至 2023 年 3 月 2 日，我国在役超临界 CFB 机组为 58 台，其中 55 台装机容量为 350 MW。考虑到循环流化床燃烧热惯性大的固有属性，为了提高循环流化床负荷响应速率并提高调峰深度，有必要对 350 MW 容量超临界 CFB 机组宽负荷变压运行进行研究[8]。水冷壁是超临界 CFB 锅炉中重要的承压吸热部件，在宽负荷灵活运行过程中，锅炉内各项参数的变化会影响水冷壁内的正常流动传热，严重时会产生超温爆管的现象。因此，有必要针对水冷壁在低负荷以及灵活运行条件下的安全性进行研究。

超临界 CFB 锅炉中普遍采用垂直上升水冷壁，研究汽水工质在垂直上升管内的流动传热特性可以保证机组定压运行过程的安全性。研究人员对低质量流速垂直上升内螺纹管中亚临界至超临界水的流动传热进行了研究[9-12]，但是内螺纹管的流动传热数据会受到管型结构的限制应用范围很小。近些年，为了提高机组效率和蒸汽参数，针对超超临界机组的垂直上升光管传热研究增多，光管内的汽水流动传热的试验研究已经拓展到了 32 MPa[13-16]。目前针对低质量流速上升光管的研究很少，且已有的研究主要关注于 25 MPa 以上的超临界压力工况，不符合锅炉低负荷运行的操作条件。由于不受试验系统的限制，部分学者对垂直上升管内的汽水传热进行了数值模拟研究[17]。与试验不同，数值模拟研究主要集中于传热机理分析，通过计算结果获得管内的物性分布情况并深入分析物性分布与传热性能间的关系。为了保证超临界 CFB 机组在偏离设计工况的低负荷条件下安全稳定运行，本文对垂直上升光管内的汽水工质在低压力和低质量流速条件下的流动传热特性进行了试验研究。

超临界 CFB 机组在灵活运行过程中的给煤量、燃烧速率和压力等参数会发生变化[8]，为了改善机组的灵活性，需要针对水冷壁的动态特性进行研究。目前，对水冷壁动态特性的研究主要通过数值计算的方法对整个水冷壁回路进行研究，对出口壁温、出口流体温度等参数进行分析[18-20]。受试验系统的限制，针对水冷壁动态特性的试验研究很少。傅龙泉等曾利用西安交通大学高温高压汽水试验台对螺旋管圈进行过动态试验研究，并利用试验结果验证了数值模型[21-22]。刘佳伦等针对物性变化剧烈的跨临界压力区域进行了试验研究，分析跨临界压力下汽水局部传热恶化的现象[23]。为了优化灵活运行的调节过程，保证灵活运行过程中水冷壁的安全，本文通过试验对垂直上升光管的动态响应进行了试验研究。

本文通过试验的方法对垂直上升光管内的汽水工质在低质量流速条件下的流动传热特性以及动态特性进行了研究。流动传热试验的范围为：压力为 12.0~15.0 MPa，质量流速为 350~440 kg/(m^2·s)，内壁面热负荷为 135~220 kW/m^2。同时，在 26.0 MPa 稳态流动传热的条件下，针对热负荷阶跃增加以及系统压力阶跃降低进行了动态特性的试验研究。

1 试验系统及数据处理

1.1 试验装置及试验方法

高温高压汽水试验台的系统如图 1 所示。试验段采用两点式电加热，利用大电流通过管壁时产生的焦耳热作为热源。试验段长度为 2 000 mm，由垂直上升试验段和水平阻力段组成，管径和壁厚分别为 25.0 mm 和 3.5 mm。试验段的外壁温度由布置在外壁的热电偶测得，流体温度由布置在试验段进出口的铠装热电偶测得，流体压力和压差由压力和压

差变送器测得。图 2 为垂直上升试验段的测点分布，沿流动方向布置了 9 个测量截面，命名为截面 1~9。

水箱中的去离子水经过滤器由高压柱塞泵加压流至试验系统中，一部分去离子水通过旁路回到水箱（其中旁路阀起到控制主路流量和压力的作用），另一部分水进入主路。进入主路的水先经过回热器与试验段流出的高温水进行换热，随后进入预热段加热至试验温度。预热段流出的工质水进入垂直上升试验段。试验段的流体温度、壁温和压力压差值经过数据采集系统保存在工控机中。试验段流出的工质水先后经过回热器和冷凝器放热，最终返回水箱中。

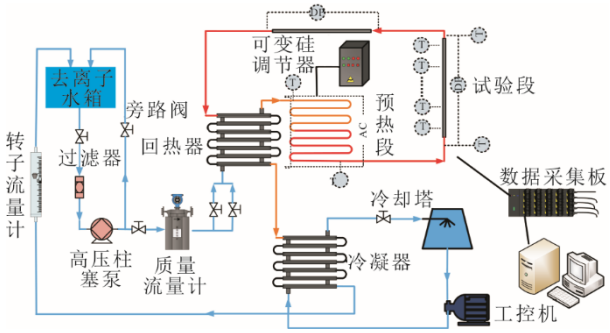


图 1 高温高压汽水试验台系统

Fig.1 System diagram of high temperature and high pressure test bench

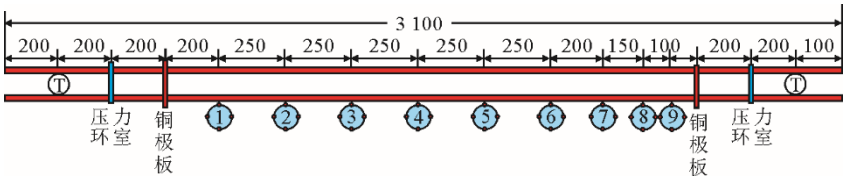


图 2 垂直试验管段测点分布(mm)

Fig.2 Distribution of measuring points in vertical test tube section (mm)

1.2 数据处理

试验段电加热系统的电效率由出口工质焓增与电功率之比计算：

$$\eta=\frac{\Delta H}{Q_{\mathrm{E}}}=\frac{\Delta H}{UI} \tag{1}$$

式中：η为电加热效率；Q_{E} 为电功率，W；U 为电压，V；I 为电流，A；ΔH 为出口工质焓增，其计算公式见式(2)。

$$\Delta H=\frac{1}{4}\pi d_{\mathrm{i}}^{2}Gc_{p}\left(T_{\mathrm{out}}-T_{\mathrm{in}}\right) \tag{2}$$

式中：d_{i} 为试验段内径，m；G 为质量流速，kg/(m²·s)；c_p 为定压比热容，J/(kg·K)；T_{out} 和 T_{in} 分别为试验段工质出口温度和进口温度，℃。

内壁热负荷为有效电功率与内壁面积的比：

$$q_{\mathrm{i}}=\frac{Q_{\mathrm{E}}\eta}{\pi d_{\mathrm{i}}L} \tag{3}$$

由于垂直上升光管周向温度分布均匀，因此选用周向平均温度计算截面的表面传热系数 H_{HTC} 以减小测量误差：

$$H_{\mathrm{HTC}}=\frac{q_{\mathrm{i}}}{T_{\mathrm{iw,\,ave}}-T_{\mathrm{f}}} \tag{4}$$

式中：$T_{\mathrm{iw,ave}}$ 和 T_{f} 分别为内壁平均温度和流体温度，℃。

内壁温度可由测量的外壁温度计算得到：

$$T_{\mathrm{iw,ave}}=T_{\mathrm{ow,ave}}-\frac{q_{\mathrm{i}}d_{\mathrm{i}}}{2k_{\mathrm{w}}}\left[\frac{1}{2}-\frac{d_{\mathrm{i}}^{2}}{d_{\mathrm{o}}^{2}-d_{\mathrm{i}}^{2}}\ln\left(\frac{d_{\mathrm{o}}}{d_{\mathrm{i}}}\right)\right] \tag{5}$$

式中：$T_{\mathrm{ow,\,ave}}$ 为外壁平均温度，℃；k_{w} 为管壁导热系数，W/(m·K)；d_{o} 为试验段外径，m。

2 试验结果与分析

2.1 亚临界压力下的传热特性

图 3 为质量流速和内壁热负荷分别为 350 kg/(m²·s)和 170 kW/m² 时亚临界压力下压力对内壁温度和表面传热系数的影响。

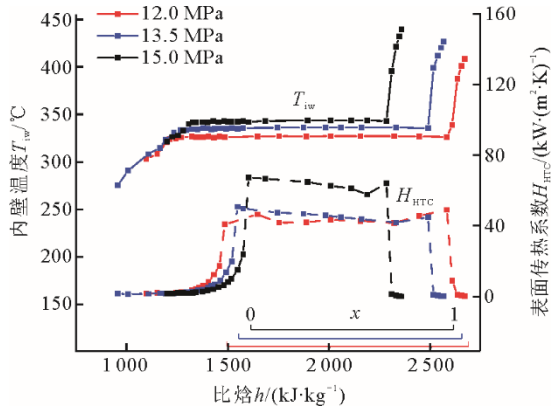


图 3 亚临界压力下压力对传热性能的影响

Fig.3 Influence of pressure on heat transfer characteristics at subcritical pressure

在过冷水区，随着流体焓值的增加，内壁温度和表面传热系数逐渐增加；在接近两相区时，表面传热系数迅速提高同时内壁温度维持不变，这是核态沸腾产生的传热强化的结果。在过冷水区，压力变化对水物性的影响很小，因此不同压力下的内壁

温度和表面传热系数相似。压力对传热性能的影响主要体现在饱和沸腾区。压力由 12.0 MPa 增加至 15.0 MPa 时，内壁温度由 328 ℃升高至 344 ℃，饱和沸腾对应的焓值区间也随之减小。这种现象源于水物性随压力的变化：压力升高，饱和水焓值增加，饱和蒸汽焓值降低，因此高压力条件下的饱和沸腾区较小；压力升高，水的饱和温度升高，12.0 MPa 时饱和温度为 324.67 ℃，15.0 MPa 时饱和温度为 342.16 ℃，因此内壁温度会随压力升高而升高。

压力对传热性能的影响还体现在饱和沸腾区的传热性能上。压力的提高减少了汽泡的表面张力同时减小了汽化潜热，有利于汽泡的生成，最终增强了流体与内壁间的传热。由图 3 可以看出，12.0 MPa 时最高表面传热系数为 43 kW/(m²·K)，15.0 MPa 时为 68 kW/(m²·K)。

图 4 为系统压力和内壁热负荷分别为 15.0 MPa 和 170 kW/m² 时亚临界压力下质量流速对内壁温度和表面传热系数的影响。

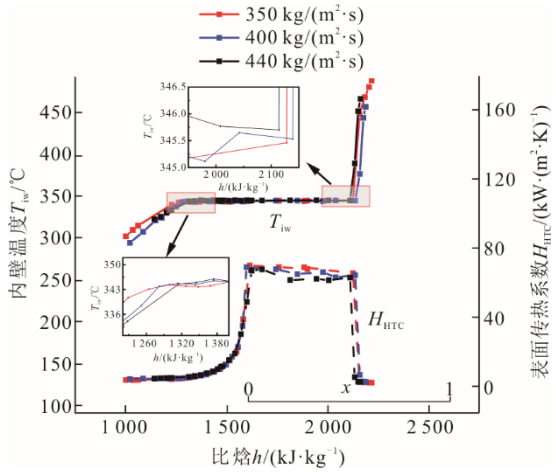


图 4 亚临界压力下质量流速对传热性能的影响
Fig.4 Influence of mass flux on heat transfer characteristics at subcritical pressure

质量流速对传热性能的影响主要体现在过冷区和干涸点。过冷区内物性变化很小，传热性能主要由质量流速决定，质量流速的提高增强了过冷区内水与内壁的传热，因此过冷区的内壁温度随着质量流速的增加而降低（图 4）。

由图 4 还可以看到，质量流速的变化不会影响饱和沸腾区的传热性能。汽泡的产生受压力和热负荷的影响，但与质量流速无关。当压力和热负荷固定时，壁面产生汽泡的速率一定，增加质量流速仅能增强主流携带汽泡的能力，并不能增加汽泡的生成速率，所以质量流速的改变不会影响饱和沸腾区的传热系数。

图 5 为系统压力和质量流速分别为 15.0 MPa 和 350 kg/(m²·s)时亚临界压力下内壁热负荷对内壁温度和表面传热系数的影响。

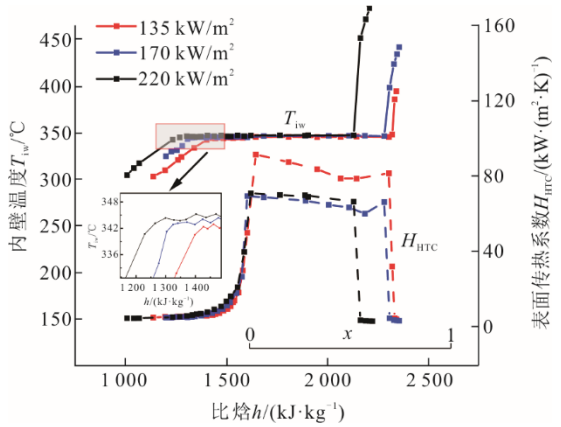


图 5 亚临界压力下热负荷对传热性能的影响
Fig.5 Influence of heat flux on heat transfer characteristics at subcritical pressure

热负荷对传热性能的影响较大，在过冷区、两相区均有体现。在过冷区，当质量流速不变而增加热负荷后，壁面附近的流体温度升高。由于在 15.0 MPa 时液态水的物性随焓值变化很小，温度变化对传热性能影响很小。从图 5 可以看到，过冷区的表面传热系数几乎相同。由牛顿冷却公式可知，在表面传热系数一定的条件下，内壁与主流的温差随着热负荷的增大而增大；且同一压力下水温与焓值的关系相同，因此内壁温度随热负荷的增加而升高。热负荷对饱和沸腾区传热性能的影响与之前的研究结果不同[12]，内壁热负荷由 135 kW/m² 增加到 220 kW/m²，饱和沸腾区的表面传热系数由 82 kW/(m²·K)减少至 65 kW/(m²·K)，临界干度由 0.72 降低至 0.55。进入两相区之后，热负荷越大，汽化核心数越多，汽泡的生长速度也随之提高。但是低质量流速垂直上升光管的传热性能要弱于内螺纹管或高质量流速时的光管。本文研究的工况下，随着热负荷的增加，内壁产生的汽泡无法有效地被主流流体带走，多余的汽泡在内壁面累积形成汽膜，不仅降低了传热性能，而且加快了干涸的发生。

2.2 传热关联式

亚临界压力下，管内汽水工质的传热特性与其焓值有关。过冷区、汽液两相区内的传热特性不同，同时汽液两相区内的传热特性在干涸前的饱和沸腾区和干涸后的雾状流区存在很大的差异。

在过冷区，仅有单相水传热且工质物性随焓值

的变化较小，因此过冷区内的传热简单。通常根据 Dittus-Boelter 公式拟合传热关联式：

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \tag{6}$$

通过将试验数据进行拟合得到了垂直上升光管内过冷区单相水传热关联式：

$$Nu = 0.080\ 773Re^{0.758\ 52}Pr^{6.620\ 86} \tag{7}$$

拟合关联式的平均相对误差为 9.10%，最大相对误差为 18.00%，所得关联式可以很好地描述过冷区的传热特性。该拟合关联式的应用范围为：压力 p=12.0~15.0 MPa，质量流速 G=350~440 kg/(m²·s)，内壁热负荷 q_l=135~220 kW/m²。

对过冷区典型的传热关联式（D-B 关联式和 Mhxeeb 关联式[24]）进行评价，对比结果如图 6 所示。由图 6 可以看到，本文的拟合结果大部分在 15%以内，该关联式具有较高的精度。

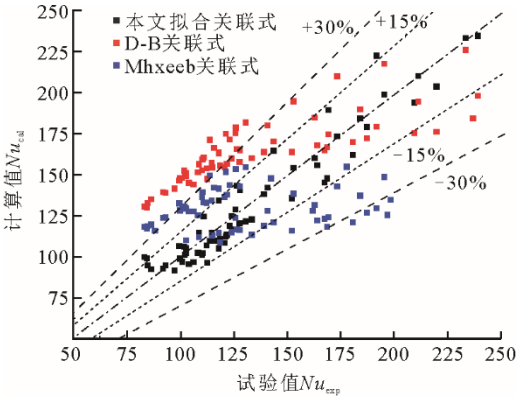


图 6 单相区传热关联式预测对比

Fig.6 Comparison of heat transfer correlations in single phase region

由于核态沸腾对传热性能的强化，目前对饱和沸腾区传热系数的拟合主要采用 Carey 所提出的关联式[25]：

$$\frac{H_{\mathrm{HTC,tp}}}{H_{\mathrm{HTC,l}}} = a\left(\frac{1}{X_{\mathrm{tt}}}\right)^{b}\left(\frac{p}{p_{\mathrm{cr}}}\right)^{c}\left(\frac{G}{G_{\max}}\right)^{d}\left(\frac{q}{q_{\max}}\right)^{e} \tag{8}$$

式中：$H_{\mathrm{HTC,l}}$为过冷区表面传热系数，kW/(m²·K)；$H_{\mathrm{HTC,tp}}$ 为饱和沸腾区表面传热系数，kW/(m²·K)；p_{cr} 为临界压力，22.064 MPa；$G_{\max}$ 和 $q_{\max}$ 分别为试验最大质量流速 440 kg/(m²·s)和内壁热负荷 220 kW/m²；X_{tt}为 Martinelli 数，其表达式见式(9)。

$$X_{\mathrm{tt}} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}\left(\frac{\rho_{\mathrm{g}}}{\rho_{\mathrm{l}}}\right)^{0.5}\left(\frac{\mu_{\mathrm{l}}}{\mu_{\mathrm{g}}}\right)^{0.1} \tag{9}$$

通过将试验数据进行拟合得到了针对试验光管内汽水两相饱和沸腾区传热关联式：

$$\frac{h_{\mathrm{tp}}}{h_{\mathrm{l}}} = 14.26\left(\frac{1}{X_{\mathrm{tt}}}\right)^{-0.029}\left(\frac{p}{p_{\mathrm{c}}}\right)^{1.48}\cdot \left(\frac{G}{G_{\max}}\right)^{-0.667}\left(\frac{q}{q_{\max}}\right)^{-0.425} \tag{10}$$

拟合关联式的平均相对误差为 8.25%，最大相对误差为 16.50%，所得关联式可以很好地描述饱和沸腾区的传热特性，该拟合关联式与垂直上升光管内过冷区单相水传热关联式（式(7)）应用范围相同。

分别对 Shen、Du 等人提出的饱和沸腾区传热关联式[11,26]进行评价，对比结果如图 7 所示。由图 7 可见，本文的拟合结果大部分在 15%以内。

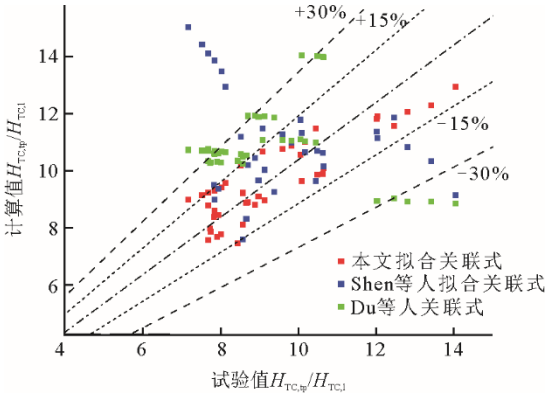


图 7 饱和沸腾区传热关联式预测对比

Fig.7 Comparison of heat transfer correlations in saturated boiling region

当干涸发生后，管内的传热主要通过蒸汽进行，传热的影响因素较多。Slaughterback 等人通过总结前人提出的关联式，提出了包含雷诺数、普朗特数、汽水物性和干度的干涸区传热关联式[27]：

$$Nu_{\mathrm{g}} = a\left\{Re_{\mathrm{g}}\left[x + \frac{\rho_{\mathrm{g}}}{\rho_{l}}(1-x)\right]\right\}^{b} Pr_{\mathrm{iw}}{}^{c}\left(\frac{\lambda_{\mathrm{g}}}{\lambda_{\mathrm{c}}}\right)^{d} \tag{11}$$

通过将试验数据进行拟合得到了针对试验光管内干涸区传热关联式：

$$\frac{H_{\mathrm{HTC,tp}}}{H_{\mathrm{HTC},l}} = 1.78\times10^{-7}\left(\frac{1}{X_{\mathrm{tt}}}\right)^{0.35}\left(\frac{p}{p_{\mathrm{c}}}\right)^{4.98}\cdot \left(\frac{G}{G_{\max}}\right)^{-1.24}\left(\frac{q}{q_{\max}}\right)^{1.29} \tag{12}$$

图 8 展示了拟合数据与试验数据的对比。由图 8 可见，拟合关联式的平均相对误差为 3.80%，最大相对误差为 8.00%，所得关联式可以很好地描述干涸区的传热特性。该拟合关联式与式(7)的应用范围相同。

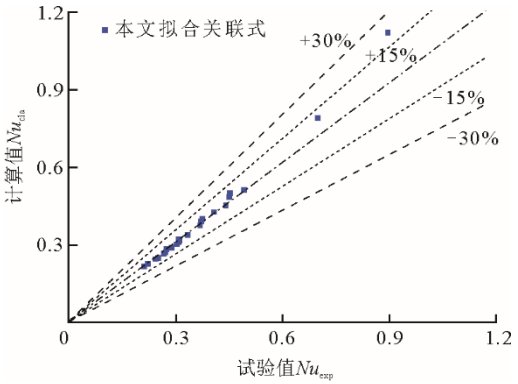


图 8 干涸区传热关联式预测对比
Fig.8 Comparison of heat transfer correlations in dry-out region

2.3 流动摩擦阻力关联式

亚临界压力条件下，单相区和两相区内光管的阻力特性有很大的区别。单相区内流动阻力主要与质量流速和雷诺数有关；在两相区内，受蒸汽的影响，流动阻力远远大于单相区。本文分别对单相区和两相区内的阻力特性进行了研究。

单相区的流动阻力特性一般由摩擦系数描述，其表达式为：

$$\Delta p_{\mathrm{fr}} = f_{\mathrm{fr}} \frac{LG^2}{2\rho d_{\mathrm{i}}} \tag{13}$$

式中：Δp_{fr} 为单相摩擦压降，Pa；f_{fr} 为单相摩擦阻力系数；L 为管长，m；G 为质量流速，kg/(m²·s)；ρ 为单相水密度，kg/m³；d_{i} 为内径，m。

光管内汽水工质单相摩擦阻力系数通常由 Blasius 公式计算。考虑到质量流速对摩擦阻力的影响，本文单相摩擦系数关联式基于公式(14)拟合。

$$f_{\mathrm{fr}} = aRe^{b}\left(\frac{G}{500}\right)^{c} \tag{14}$$

经过试验数据的拟合，得到的拟合公式为：

$$f = 1.42\times10^{-3} Re^{0.232\ 21}\left(\frac{G}{440}\right)^{-0.124\ 16} \tag{15}$$

拟合关联式的平均相对误差为 5.9%，最大相对误差为 20.1%，所得关联式可以很好地描述单相区的流动摩擦阻力特性。该拟合关联式的应用范围同样与式(7)相同。

对单相区典型的流动摩擦阻力系数关联式（Blasius 关联式）进行评价，对比结果如图 9 所示。由图 9 可以看到，本文拟合的结果有较高的精度。

汽液两相区的流动比单相区复杂，其流动摩擦阻力一般采用两相倍率的方法进行研究。两相倍率为两相流动摩擦与饱和液体单相流动摩擦的比值，计算公式为：

$$\phi_{\mathrm{flo}}^2 = \Delta p_{\mathrm{tp}} / \Delta p_{\mathrm{flo}} \tag{16}$$

式中：Δp_{tp} 和 Δp_{flo} 分别为汽液两相摩擦阻力和饱和液单相摩擦阻力，Pa。

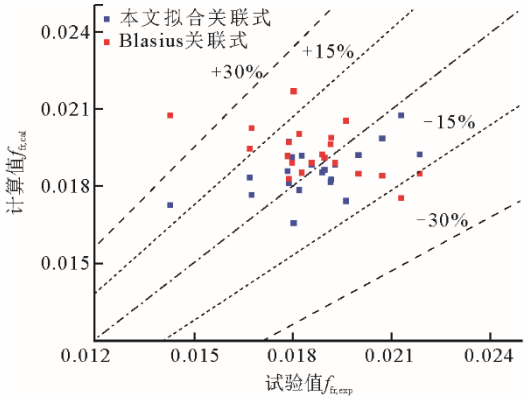


图 9 单相区摩擦系数关联式预测对比
Fig.9 Comparison of flow resistance correlations in single phase region

考虑到两相倍率与干度 x、管径 d、质量流速 G 等参数有关，其通常表示为：

$$\phi_{\mathrm{flo}}^2 = 1 + f\left(x,p,G,d...\right)\left(\frac{\rho_l}{\rho_{\mathrm{g}}} - 1\right) \tag{17}$$

试验中得到的两相摩擦倍率随干度变化的分布如图 10 所示。由图 10 可以看到，两相摩擦倍率与干度近似呈现出正比的关系。

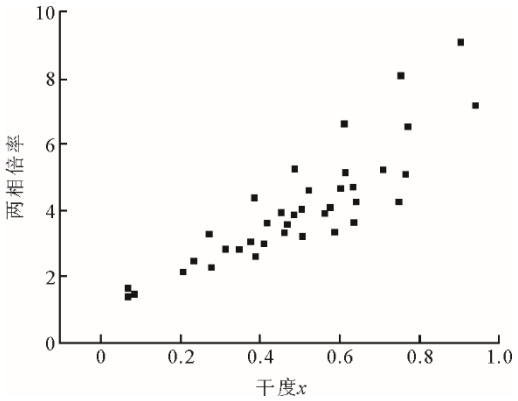


图 10 两相倍率与干度的关系
Fig.10 The relationship between two phase pressure drop multiplier and dryness

根据 Chisholm 提出的 B 系数法[28]，$f(x,p,G,d\ldots)$ 可改写为以下形式：

$$f\left(x,p,G,d...\right) = \mathrm{C}x^{m}\left(1-x\right)^{n} + x^{2} \tag{18}$$

利用试验数据对其进行拟合得到拟合后的关联式：

$$f\left(x,p,G,d...\right)=1.147\ 598\ 6x^{1.004\ 66}\cdot\left(1-x\right)^{1.333\ 52}+x^{2} \tag{19}$$

拟合关联式的平均相对误差为 10.6%，最大相对误差为 22.9%，所得关联式可以很好地描述两相区的流动摩擦阻力特性。该拟合关联式的应用范围同样与式(7)相同。

分别对 Du、Shen 等人提出的两相区摩擦系数关联式进行评价，对比结果如图 11 所示。由图 11 可以看到，本文拟合的结果有较高的精度。

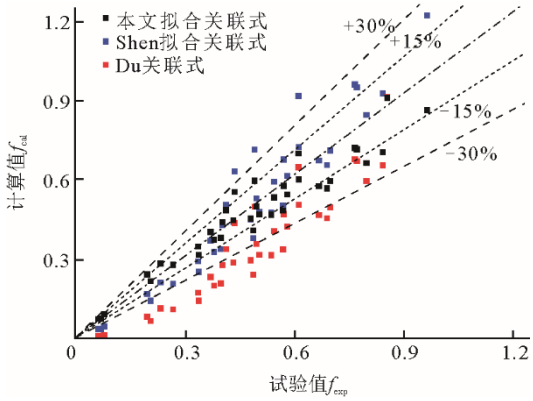


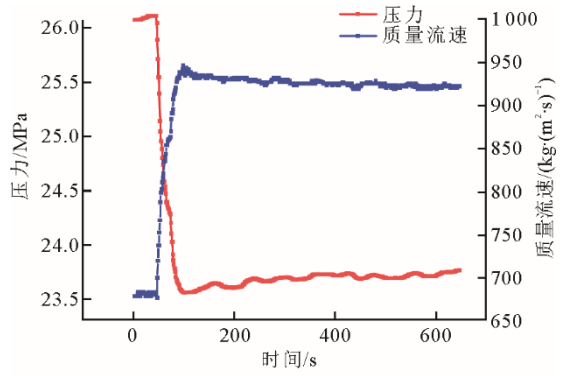
图 11 两相区摩擦系数关联式预测对比

Fig.11 Comparison of flow resistance correlations in two phase region

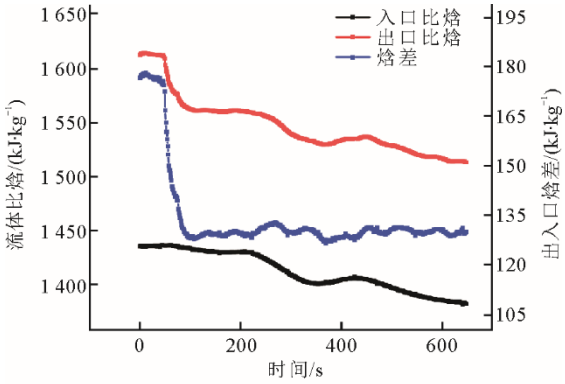
2.4 动态特性

在锅炉灵活运行过程中，给煤量、燃烧速率以及压力等操作参数的阶跃变化会对水冷壁内的流动传热产生很大的影响。为了保证水冷壁在动态过程的安全，进一步优化调节过程，利用高温高压汽水试验台对超临界压力区内垂直上升光管的动态特性进行了试验研究。

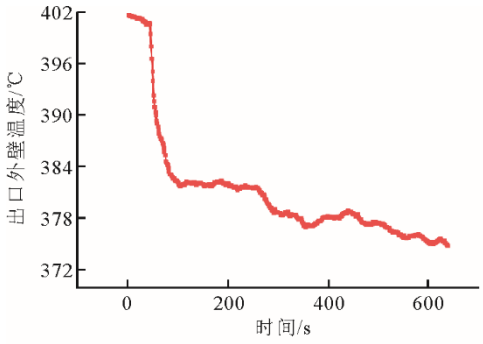
以压力为 26.0 MPa、质量流速为 660 kg/(m²·s)、内壁热负荷为 240 kW/m² 的条件作为初始工况，不同程度降低系统压力（26.0 MPa 阶跃至 23.5 MPa 和 26.0 MPa 阶跃至 25.0 MPa），垂直上升光管的动态特性曲线如图 12 所示。由图 12 可以看到：当系统压力阶跃减小时，系统质量流速提高；同时随着压力变化量增大，质量流速增加的程度越大。当压力由 26.0 MPa 阶跃至 23.5 MPa 时，质量流速由 660 kg/(m²·s)增加至 950 kg/(m²·s)；当压力由 26.0 MPa 阶跃至 25.0 MPa 时，质量流速由 660 kg/(m²·s)增加至 780 kg/(m²·s)。受质量流速增加的影响，试验段出入口焓差减小，出口壁温降低。此外，可以看到进口比焓的变化分为 2 段，前 200 s 入口比焓不变，随后入口比焓逐渐减少。这是由压力变化引起的高质量流速流体流至试验段的结果。



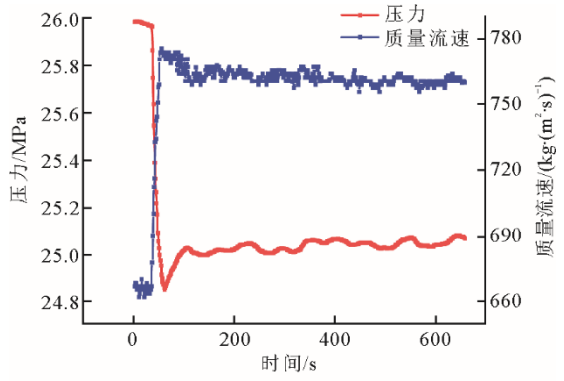
a) 26.0 MPa阶跃至23.5 MPa过程中压力变化



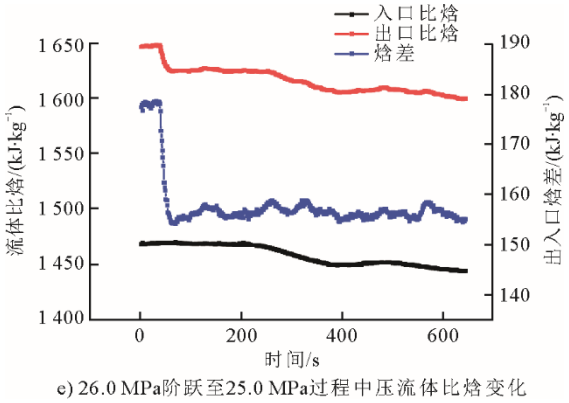
b) 26.0 MPa阶跃至23.5 MPa过程中流体比焓变化



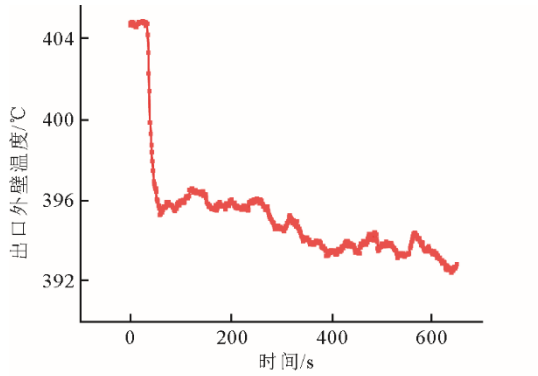
c) 26.0 MPa阶跃至23.5 MPa过程中出口外壁温度变化



d) 26.0 MPa阶跃至25.0 MPa过程中压力变化



e) 26.0 MPa阶跃至25.0 MPa过程中压流体比焓变化



f) 26.0 MPa阶跃至25.0 MPa过程中压出口外壁温度变化

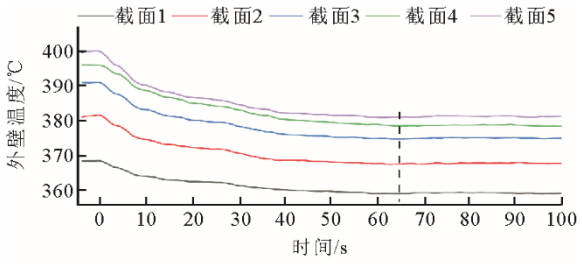
图 12 压力阶跃的动态特性

Fig.12 The dynamic characteristic of pressure change

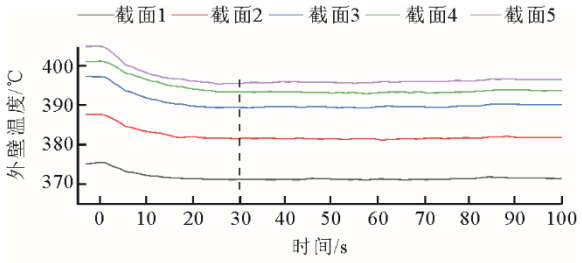
图 13 展示了压力阶跃过程前 100 s 时不同截面处的外壁温度分布。此过程中入口比焓不变，壁温仅受压力和质量流速的影响。超临界水在压力和比焓一定时密度不变，即为不可压缩流体，因此质量流速变化时试验管段各截面处的质量流速均上升。在压力发生阶跃后，各截面的温度同时降低。由于管壁具有热容能存储热量，因此压力阶跃程度不同时系统恢复稳定的时间也不同。26.0 MPa 阶跃至 25.0 MPa 条件下，系统经过大约 30 s 达到平衡；26.0 MPa 阶跃至 23.5 MPa 条件下，系统经过大约 65 s 达到平衡。

以压力为 26.0 MPa、质量流速为 660 kg/(m²·s)、内壁热负荷为 240 kW/m² 的稳态流动传热试验为基础，不同程度增加内壁热负荷（240 kW/m² 阶跃至 290 kW/m² 和 240 kW/m² 阶跃至 340 kW/m²），垂直上升光管的动态特性曲线如图 14 所示。

不同于压力阶跃，热负荷的阶跃变化不会影响系统压力和质量流速，其影响机制相对简单。随着热负荷增加，试验段的出口比焓增加，随后出入口焓差稳定，入口比焓并不受热负荷变化的影响。热负荷变化量越大，出入口焓差越大，同时出口外壁温度越高。当内壁热负荷由 240 kW/m² 阶跃至 290 kW/m² 时，出入口焓差增加至 220 kJ/kg，出口外壁温度升高至 412 ℃；当内壁热负荷由 240 kW/m² 阶跃至 340 kW/m² 时，出入口焓差增加至 265 kJ/kg，出口外壁温度升高至 426 ℃。



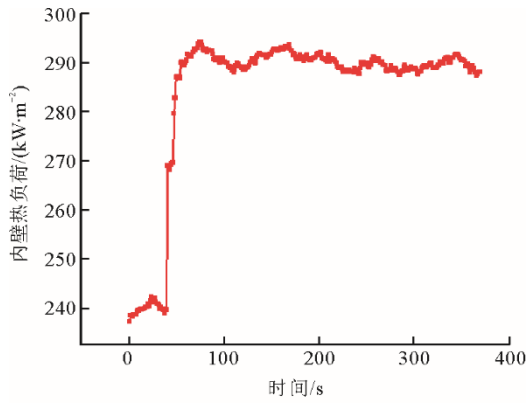
a) 26.0 MPa阶跃至23.5 MPa



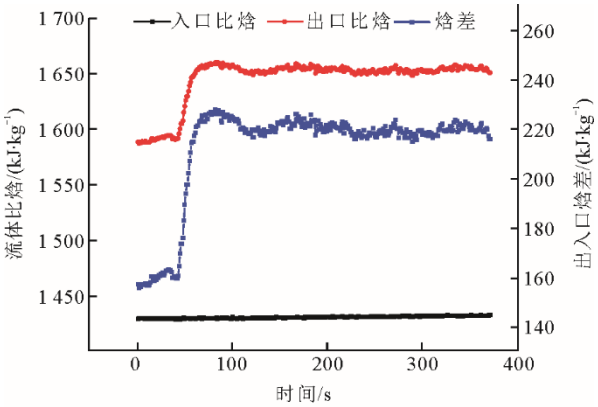
b) 26.0 MPa阶跃至25.0 MPa

图 13 压力阶跃过程中不同截面处外壁温度分布

Fig.13 The outer wall temperature distributions during the pressure variation process



a) 240 kW/m²阶跃至290 kW/m²时内壁热负荷变化



b) 240 kW/m²阶跃至290 kW/m²时流体比焓变化

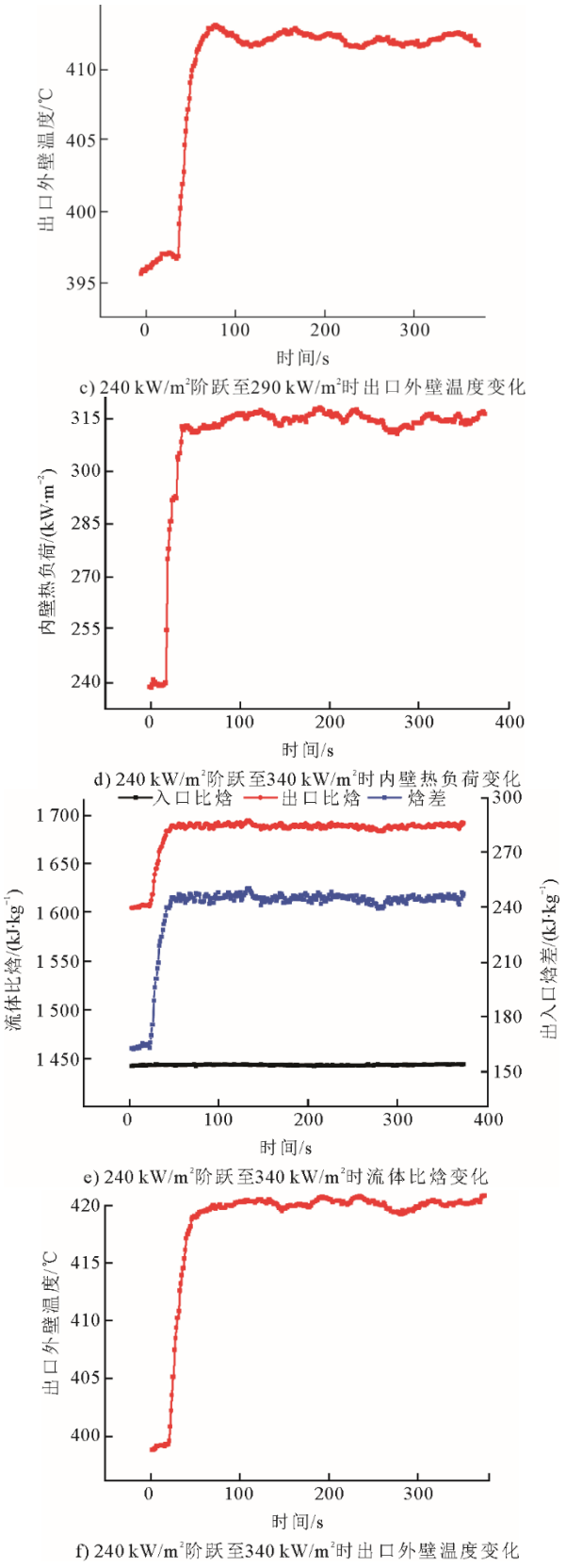


图 14 热负荷阶跃的动态特性

Fig.14 The dynamic characteristic of heat flux change

图 15 展示了热负荷阶跃过程前 60 s 时不同截面处的外壁温度分布。壁温仅受压力和质量流速的影响。由图 15 可见，在热负荷阶跃后，各截面的温度同时升高。由于管壁具有热容能存储热量，因此热负荷阶跃程度不同时系统恢复稳定的时间也不同。热负荷阶跃程度低时，管壁温度变化程度更小。240 kW/m² 阶跃至 290 kW/m² 条件下，系统经过大约 25 s 达到平衡；240 kW/m² 阶跃至 340 kW/m² 条件下，系统经过大约 40 s 达到平衡。

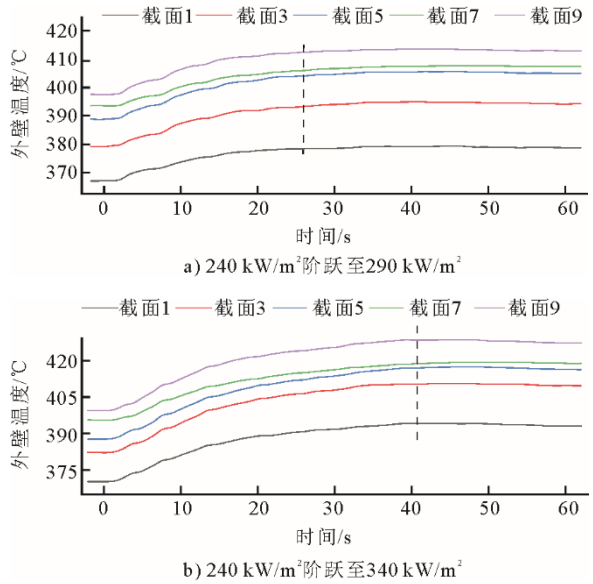


图 15 热负荷阶跃过程中不同截面处外壁温度分布

Fig.15 The outer wall temperature distributions during the heat flux variation process

3 结 论

本文针对低质量流速条件下垂直上升光管内汽水流动传热特性和动态特性进行了研究。流动传热试验的参数范围为：压力 p=12.0~15.0 MPa，质量流速 G=350~440 kg/(m²·s)，内壁热负荷 q_i=135~220 kW/m²。动态特性试验的初始工况为：压力 26.0 MPa，质量流速 660 kg/(m²·s)，内壁热负荷 240 kW/m²。所得结论如下：

1）亚临界压力条件下，增大压力会提高饱和沸腾区的传热性能，同时会缩小饱和沸腾的焓值区间；增大质量流速仅能增强过冷区的传热性能；在本文操作参数条件下，增大热负荷不仅会使干涸点提前还会降低饱和沸腾区的传热性能。

2）通过试验数据，拟合得到了低质量流速垂直上升光管内的流动摩擦阻力系数和传热系数关联式。单相区和两相区的流动摩擦阻力系数关联式的平均误差分别为 5.9%和 10.6%。过冷区、饱和沸腾区、干涸区的传热系数关联式的平均误差分别为 9.10%、8.25%和 3.80%。

3）针对压力阶跃减小和热负荷阶跃增加，通过高温高压汽水试验台对垂直上升光管的动态特性进行了研究。研究结果表明，压力阶跃变化量越大，质量流速增加量越大，出口外壁温度变化量越大；热负荷阶跃变化量越大，出口比焓增加量越大，出口外壁温度变化量越大。

［参 考 文 献］

［1］ 张学延, 何国安, 曾立飞, 等. “双碳”目标下火电机组故障及应对措施综述[J]. 热力发电, 2022, 51(12): 10-17.
ZHANG Xueyan, HE Guoan, ZENG Lifei, et al. Overview of thermal power units’ faults and the countermeasures under the target of “carbon neutrality and carbon peaking”[J]. Thermal Power Generation, 2022, 51(12): 10-17.

［2］ 帅永, 赵斌, 蒋东方, 等. 中国燃煤高效清洁发电技术现状与展望[J]. 热力发电, 2022, 51(1): 1-10.
SHUAI Yong, ZHAO Bin, JIANG Dongfang, et al. Status and prospect of coal-fired high efficiency and clean power generation technology in China[J]. Thermal Power Generation, 2022, 51(1): 1-10.

［3］ 邢智炜, 康静秋, 刘磊, 等. 供热储能和深度调峰工况下火电机组旁路供热自动控制策略研究与应用[J]. 热力发电, 2023, 52(2): 136-145.
XING Zhiwei, KANG Jingqiu, LIU Lei, et al. Research and application of automatic control strategy for bypass heating of thermal power units under deep peak shaving and heating storage conditions[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(2): 136-145.

［4］ 牛田田, 张伟强, 辛胜伟, 等. 超临界循环流化床锅炉屏式过热器吸热量偏差特性研究[J]. 中国电机工程学报, 2022, 42(6): 2227-2238.
NIU Tiantian, ZHANG Weiqiang, XIN Shengwei, et al. Study on the heat absorption deviation characteristics of the platen superheaters in the supercritical circulating fluidized bed boiler[J]. Proceedings of the CSEE, 2022, 42(6): 2227-2238.

［5］ 吕清刚, 宋国良, 王东宇, 等. 新型 660 MW 超超临界环形炉膛循环流化床锅炉技术研究[J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(10): 3022-3032.
LYU Qinggang, SONG Guoliang, WANG Dongyu, et al. Study on new 660 MW ultra-supercritical CFB boiler technology with an annular furnace[J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(10): 3022-3032.

［6］ 宋畅, 吕俊复, 杨海瑞, 等. 超临界及超超临界循环流化床锅炉技术研究与应用[J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(2): 338-347.
SONG Chang, LYU Junfu, YANG Hairui, et al. Research and application of supercritical and ultra-supercritical circulating fluidized bed boiler technology[J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(2): 338-347.

［7］ 严谨, 卢啸风, 郑雄, 等. 600 MW 超临界循环流化床锅炉给煤横向扩散系数的试验研究[J]. 动力工程学报, 2021, 41(7): 525-532.
YAN Jin, LU Xiao, ZHENG Xiong, et al. Experimental study on coal lateral dispersion coefficients of a 600 MW supercritical circulating fluidized bed boiler[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2021, 41(7): 525-532.

［8］ 刘众元, 马素霞, 刘建华, 等. 350 MW 超临界循环流化床锅炉动态特性试验研究[J]. 热能动力工程, 2017, 32(12):54-60.
LIU Zhongyuan, MA Suxia, LIU Jianhua, et al. Experimental study on dynamic characteristics of 350 MW supercritical circulating fluidized bed boiler[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2017, 32(12): 54-60.

［9］ 潘杰, 杨冬, 朱探, 等. 超临界压力水在垂直上升内螺纹管中的传热特性[J]. 化工学报, 2011, 62(2): 307-314.
PAN Jie, YANG Dong, ZHU Tan, et al. Heat transfer characteristics of supercritical pressure water in vertical upward rifled tube[J]. CIESC Journal, 2011, 62(2): 307-314.

［10］ 王思洋, 王文毓, 沈植, 等. 高效宽负荷率超超临界锅炉垂直管圈水冷壁在低质量流速下的传热特性[J]. 动力工程学报, 2017, 37(2): 85-90.
WANG Siyang, WANG Wenyu, SHEN Zhi, et al. Heat-transfer performance of vertical water wall in an ultra-supercritical pressure boiler with high efficiency and wide regulation load at low mass flux[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2017, 37(2): 85-90.

［11］ DU X C, LI W T, ZHANG X R, et al. Experimental research on the flow and heat transfer characteristics of subcritical and supercritical water in the vertical upward smooth and rifled tubes[J]. Energies, 2022, 15(21): 7941.

［12］ PAN J, YANG D, DONG Z C, et al. Experimental investigation on heat transfer characteristics of low mass flux rifled tube with upward flow[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(13): 2952-2961.

［13］ WANG S Y, YANG D, LIU D, et al. Experimental and theoretical analysis on the safety and efficiency of an ultra-supercritical pulverized coal-fired boiler with low mass flux vertical water wall[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 146: 440-449.

［14］ 潘杰, 杨冬, 董自春, 等. 垂直上升光管内超临界水的传热特性试验研究[J]. 核动力工程, 2011, 32(1): 75- 80.
PAN Jie, YANG Dong, DONG Zichun, et al. Experimental investigation on heat transfer characteristics of water in vertical upward tube under supercritical pressure[J]. Nuclear Power Engineering, 2011, 32(1): 75-80.

［15］ QUM F, YANGD, LIANGZ Y, et al. Experimental and numerical investigation on heat transfer of ultra-supercritical water in vertical upward tube under uniform and non-uniform heating[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 127: 769-783.

［16］ SHEN Z, YANG D, WANG S Y, et al. Experimental and numerical analysis of heat transfer to water at supercritical pressures[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 108: 1676-1688.

［17］ 曲默丰, 梁梓宇, 赵云杰, 等. 低质量流速光管内超临界水传热特性的实验与数值模拟[J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(7): 52-59.
QU Mofeng, LIANG Ziyu, ZHAO Yunjie, et al. Experimental and numerical investigation on heat transfer characteristics of ultra-supercritical water in smooth tube with low mass flux[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(7): 52-59.

［18］ 康英伟, 李月, 郑鹏远, 等. 660 MW 超超临界直流锅炉水冷壁系统动态特性仿真[J]. 热能动力工程, 2018, 33(10): 52-59.
KANG Yingwei, LI Yue, ZHENG Pengyuan, et al. Dynamic characteristics simulation of the water wall system of a 660 MW ultra-supercritical one-through

boiler[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(10): 52-59.
[19] 常经纬, 田晓璇, 黄锦涛. 基于 Simulink 的超超临界直流锅炉水冷壁动态特性仿真[J]. 热力发电, 2014, 43(2): 51-57.
CHANG Jingwei, TIAN Xiaoxuan, HUANG Jintao. Simulink based dynamic characteristics simulation for water wall on a ultra supercritical boiler[J]. Thermal Power Generation, 2014, 43(2): 51-57.
[20] KIM S, CHOI S. Dynamic simulation of the water-steam flow in a supercritical once-through boiler[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, 31(10): 4965-4975.
[21] 傅龙泉, 马庆, 陈金娥. 超临界直流锅炉水冷壁动态特性试验研究[J]. 上海电力学院学报, 1995, 11(3): 9-17.
FU Longquan, MA Qing, CHEN Jin'e. An experimental research into dynamic characteristic of supercritical once-through boiler water wall[J]. Journal of Shanghai Institute of Electric Power, 1995, 11(3): 9-17.
[22] 黄锦涛, 陈听宽. 单相螺旋管圈动态特性研究[J]. 热能动力工程, 1995, 14(5): 340-342.
HUANG Jintao, CHEN Tingkuan. A study of the dynamic characteristics of single-phase spiral tube coils[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 1995, 14(5): 340-342.
[23] 刘佳伦, 李会雄, 冯渊, 等. 跨临界变压运行中水冷壁动态特性的实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(11): 9.
LIU Jialun, LI Huixiong, FENG Yuan, et al. Experimental investigation on the transcritical dynamic flow and heat transfer characteristics of the water wall[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(11): 9.
[24] COLEMAN H W, STEELE W G. Engineering application of experimental uncertainty analysis[J]. AIAA Journal, 1995, 33: 1888-1896
[25] CAREY V P. Liquid-vapor phase-change phenomena[M]. Carlsbad: Hemisphere Publishing Corporation, 1992: 1.
[26] SHEN Z, YANG D, CHEN G M, et al. Experimental investigation on heat transfer characteristics of smooth tube with downward flow[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 68: 669-676.
[27] SLAUGHTERBECK D C, YBARRONDO L J, OBENCHAIN C F. Flow film boiling heat transfer correlations: a parametric study with data comparisons [C]. International Heat Transfer Conference, Atlanta, 1973: 1.
[28] BANKOFF S G. A variable density single-fluid model for two-phase flow with particular reference to steam-water flow[J]. Journal of Heat Transfer, 1960, 82(4): 265-272.

（责任编辑 刘永强）