DOI: 10.19666/j.rlfd.202604052

半周加热条件下倾斜内螺纹管超临界水流动与强化换热特性研究

张博垚，周　勇，肖力源，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］【目的】660 MW 超超临界燃煤锅炉下炉膛螺旋管圈处于高热负荷及强热偏差运行环境中，管内工质流动换热特性对锅炉安全运行具有重要影响，有必要对该区域内流动换热规律进行深入研究。【方法】以实际运行工况为背景，选取下炉膛螺旋管圈典型倾斜直管段为研究对象，建立半周加热倾斜内螺纹管三维数值模型，基于剪切应力输运（SST）*k-ω* 湍流模型，对超临界水在内螺纹管内的流动换热特性进行数值模拟研究。【结果】在锅炉最大连续蒸发量（BMCR）负荷工况下，浮升力及热加速效应均处于较低水平，对流动换热影响较弱；内壁温度沿周向呈现明显非均匀分布特征，受螺旋内肋诱导的流动结构影响显著；拟临界区域虽出现强化换热现象，但湍动能、湍流粘度及壁面剪切应力均未明显增强，强化换热主要由近壁区比热容显著提高所主导；随着负荷降低，拟临界区域强化换热程度进一步增强，其主要原因在于近壁区比热容的进一步提升，而非湍流强化及浮升力、热加速效应的增强。【结论】本研究揭示了实际运行工况下倾斜内螺纹管内超临界水的流动与强化换热机理，可为超超临界锅炉水冷壁流动换热特性分析及安全运行评估提供参考。

［关　键　词］倾斜半周加热；内螺纹管；超临界水；强化换热；比热容

［引用本文格式］（本段作者勿动）作者姓名. 中文标题[J]. 热力发电, 年, 卷(期): 起始页码-终止页码.　作者姓名. 英文标题[J]. Thermal Power Generation, 年, 卷(期): 起始页码-终止页码.

Study on flow and enhanced heat transfer characteristics of supercritical water in inclined internally ribbed tubes under half-circumferential heating conditions

Zhang Boyao, Zhou Yong, Xiao Liyuan, Yang Dong

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

Abstract: [Objective] The lower-furnace spiral tube coils of a 660 MW ultra-supercritical coal-fired boiler are subjected to high heat flux and strong thermal deviation conditions. Under such conditions, the flow and heat transfer characteristics of the working fluid inside the tubes directly affect boiler operation safety. Therefore, it is necessary to clarify the flow and heat transfer behavior of supercritical water in inclined internally ribbed tubes under actual operating conditions, especially in the pseudo-critical region where thermophysical properties vary sharply. [Methods] Based on the actual operating conditions of the boiler, a typical inclined straight tube section in the lower-furnace spiral tube coils was selected as the research object. A three-dimensional numerical model of an inclined internally ribbed tube under half-circumferential heating was established. The shear stress transport (SST) *k-ω* turbulence model was used to numerically investigate the flow and heat transfer characteristics of supercritical water. Buoyancy and thermal acceleration effects were evaluated using dimensionless criteria. The circumferential wall temperature distribution and the radial distributions of turbulent kinetic energy, turbulent viscosity, wall shear stress,and specific heat capacity were analyzed at three typical cross sections along the heated

收 稿 日 期：2026-04-14　修 回 日 期：2026-07-14　接 受 日 期：2026-07-27　网络首发日期：XXXX-XX-XX
基 金 项 目：煤炭重大专项（2025ZD1701200）
Supported by：Coal-Major Project(2025ZD1701200)
第一作者简介：张博垚（2001），男，硕士研究生，主要研究方向为多相流动与传热，19868841511@163.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。

tube length. The influence of load reduction on heat transfer enhancement in the pseudo-critical region was also discussed. [Results] Under boiler maximum continuous rating (BMCR) load conditions, the calculated buoyancy and thermal acceleration criteria are at low levels, indicating that their effects on flow and heat transfer are weak. The inner wall temperature shows an obvious non-uniform circumferential distribution, which is significantly affected by the flow structure induced by the spiral inner ribs. The rib-root temperature is generally higher than the rib-top temperature, and the maximum inner wall temperature appears near the intersection of the rib root and the downstream side. In the pseudo-critical region, the heat transfer coefficient increases obviously, indicating heat transfer enhancement. However, turbulent kinetic energy, turbulent viscosity, and wall shear stress do not increase significantly, which suggests that the enhancement is not mainly caused by turbulence intensification. Instead, it is dominated by the sharp increase in specific heat capacity in the near-wall region. With decreasing boiler load, heat transfer enhancement in the pseudo-critical region becomes stronger, mainly because the near-wall specific heat capacity further increases rather than because of enhanced turbulence, buoyancy, or thermal acceleration effects. [Conclusion] This study reveals the flow and enhanced heat transfer mechanisms of supercritical water in inclined internally ribbed tubes under actual operating conditions, and provides a reference for analyzing water-cooled wall heat transfer characteristics and evaluating the safe operation of ultra-supercritical boilers.

Key words: inclined half-circumferential heating; internally ribbed tube; supercritical water; heat transfer enhancement; specific heat

在“双碳”战略目标推进的大背景下，风电、光伏等清洁能源装机规模迅速扩张，但其具有显著的波动性与间歇性特征。相比之下，火力发电依托成熟的技术体系、稳定的运行效能以及对地理环境较低的适配门槛等核心优势，在我国电力系统中依旧承担着不可或缺的基础支撑功能[1]。目前，超超临界机组已成为火力发电行业的主流技术形式，其装机容量占比已突破 50%[2]。为进一步提升机组热效率、降低煤耗及污染物排放水平，700 ℃超超临界燃煤发电技术已成为当前国际能源领域的研究热点[3-5]。

在高参数运行条件下，锅炉受热面的流动与换热特性同样面临更为复杂的变化。同时，在新能源大规模并网背景下，火电机组逐步参与深度调峰运行，运行工况呈现出更强的动态变化特征，使受热面流动与换热问题进一步复杂化[6]。超超临界燃煤机组锅炉下炉膛水冷壁通常采用内螺纹管，并多采用螺旋管圈布置方案。螺旋管圈布置使水冷壁管沿炉膛四面墙以一定倾角连续盘绕上升，管内工质在流动过程中依次经过炉膛不同热负荷区域，有利于均衡各管吸热量、减小管间热偏差、改善流量分配并提高下炉膛水冷壁的运行安全性。在实际结构中，螺旋管圈中的水冷壁管在各炉墙区域的主体部分为倾斜直管，该段为螺旋管圈的主要受热部分，直接承受炉膛高热负荷及强热偏差。

在超临界压力下，水不会发生相态变化，但存在拟临界区。在拟临界区，超临界水热物性（如比热容、密度和黏度等）会发生突变，且超临界水的传热特性也发生显著变化，通常会呈现正常传热、传热强化和传热恶化 3 种主要传热现象。针对超临界流体的流动换热规律，国内外众多学者已开展了广泛的试验研究。曲默丰等[7]通过试验方法，对低质量流速条件光管内超临界水的换热特性进行了系统探究，深入分析了比热容比、浮升力以及热加速效应对其换热特性的影响机制。陈真韬等[8]针对蛇形通道内超临界二氧化碳在拟临界区的流动与换热特性开展了试验研究，揭示了进口温度、流量以及热物性参数对其换热规律的影响。Lu 等人[9]针对垂直管内超临界二氧化碳的流动换热特性展开试验研究，分析了浮升力及热加速效应对其流动换热特性的影响。Dalla 等人[10]通过试验研究了内螺纹管倾斜角度对制冷剂 R515B 流动换热特性的影响，试验结果表明，倾斜角度显著影响传热系数。然而，受试验条件限制，现有研究多集中于全周加热条件，而实际超超临界燃煤锅炉下炉膛水冷壁管通常处于倾斜布置半周受热状态，相关试验研究较为缺乏。对于实际工况下倾斜布置半周加热条件下内螺纹管内超临界流体流动与换热机理的认识仍不充分，有待进一步研究。

数值模拟方法不仅可以解决试验条件的限制，还可以获得详细的流场、温度场等数据，诸多学者借助数值模拟手段针对超临界流体的流动换热规律进行了广泛深入的研究。杜晓成等[11]采用数值模拟的方法研究了浮升力效应对垂直管内超临界水流动换热特性的影响，结果表明质量流速的增加会削弱浮升力效应，热负荷的增加会强化浮升力效

应。于博文等[12]对超临界二氧化碳在水平光管内的流动换热特性进行了数值模拟研究，结果表明提高入口温度能够有效遏制传热恶化的发生。Fu 等人[13]对水平双管内超临界二氧化碳的流动换热特性进行了数值模拟研究，对其发生传热恶化与传热强化现象的机理进行了详细分析。

因此，针对 660 MW 超超临界燃煤锅炉下炉膛螺旋管圈的实际运行工况，本文选取典型管段为研究对象，基于 SST *k-ω* 湍流模型[14]，对倾斜布置内螺纹管在半周加热条件下的流动与换热特性开展数值模拟研究。重点分析 BMCR 负荷运行工况下浮升力及热加速效应、壁温分布特征及强化换热机理，并探讨负荷变化对流动换热特性的影响，从而为超超临界燃煤锅炉水冷壁流动换热特性分析及安全运行评估提供参考。

1 数值模型

1.1 物理模型

本文研究对象为某 660 MW 超超临界变压直流锅炉，Π 型布置，采用前后墙对冲燃烧方式，燃烧器布置于炉膛前后墙区域。炉膛下部水冷壁采用螺旋管圈布置方式，水冷壁管沿炉膛四面墙以一定倾角由下向上连续盘绕，并经中间过渡集箱与上炉膛垂直水冷壁相连，螺旋管圈中的水冷壁管在各炉墙区域主要表现为倾斜直管形式，在墙角区域发生方向转折，其详细布置方式如图 1 所示。水冷壁管采用六头内螺纹管，六头内螺纹管几何结构及布置方式示意如图 2 所示，其结构参数如表 1 所示。

根据下炉膛螺旋水冷壁实际布置方式和内螺纹管结构参数，本文建立了一个长度为 3 m 的六头内螺纹管物理模型，工质流动方向为 *Z* 轴正向，重力方向与流体流动方向夹角为 109.471°。本文采用半周加热方式，在管道外壁一侧设置均匀热流密度边界条件，另一侧设置为绝热边界条件，以模拟锅炉水冷壁管的实际受热情况。

需要说明的是，炉墙区域的倾斜直管为螺旋管圈的主要受热部分，本文选取炉墙区域典型倾斜直管段作为研究对象。由于所选倾斜直管段的管道中心线为直线，不存在明显的曲率，不涉及由管道弯曲曲率诱导的迪恩涡效应[15]。

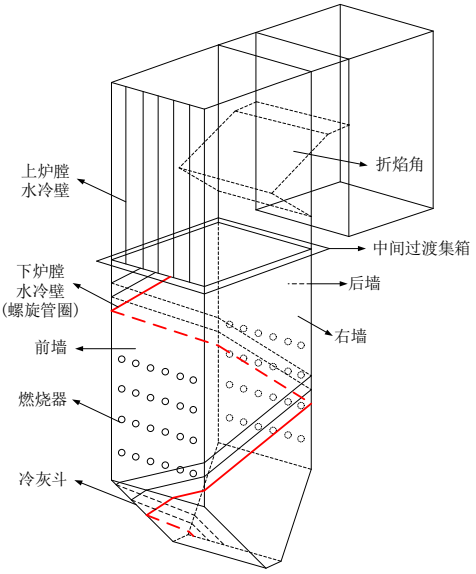


图 1　下炉膛螺旋水冷壁布置

Fig.1 Layout Diagram of the Lower Furnace Spiral Water-cooled Wall

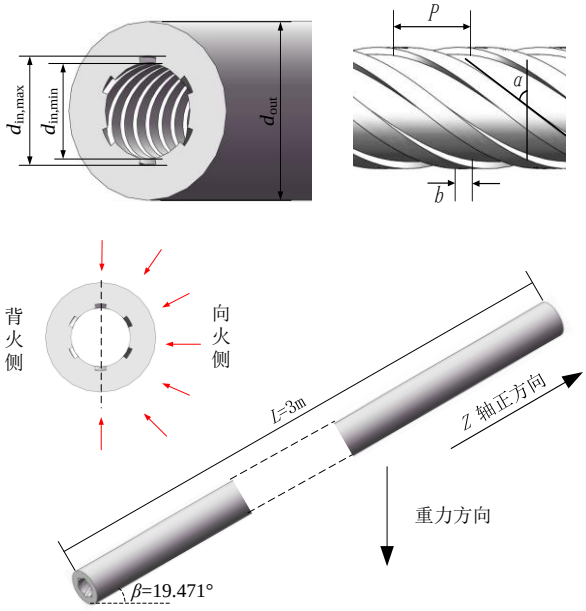


图 2　六头内螺纹管几何结构及布置方式示意

Fig.2 Schematic diagram of the geometric structure and arrangement of six internal ribbed tube

表 1　六头内螺纹管结构参数

Tab.1 Structural parameters of six internal ribbed tube

参数	数值
外径 d_{out}/mm	38.1
最大内径 $d_{in,max}$/mm	23.23
最小内径 $d_{in,min}$/mm	20.49
螺纹头数	6
螺纹形状	矩形
螺纹宽度 *b*/mm	5.59

螺旋升角 α/(°)	60
螺距 P/mm	21.06
导程/mm	126.37

1.2 数学模型与边界条件

数值计算在计算流体力学软件 FLUENT 中进行，采用 SST k-ω 湍流计算模型。Menter 提出的 SST k-ω 湍流模型具有精度更高，可适用于多元流动类型的特点，控制方程组如下。

连续性方程：

$$\frac{\partial\left(\overline{\rho}u_j\right)}{\partial x_j}=0 \tag{1}$$

动量守恒方程：

$$\frac{\partial\left(\overline{\rho}u_iu_j\right)}{\partial x_j}=-\frac{\partial\overline{p}}{\partial x_i}+\frac{\partial\left(\overline{\tau}_{ij}-\overline{\rho}u_i'u_j'\right)}{\partial x_j}+\overline{\rho}g_i \tag{2}$$

能量守恒方程：

$$\frac{\partial\left(\overline{\rho}u_jh\right)}{\partial x_j}=-\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\lambda}{c_p}\frac{\partial h}{\partial x_j}\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(-\overline{\rho u_j'h'}\right) \tag{3}$$

式中：ρ、u、h 分别表示流体的密度、速度和焓值；上标－表示时间平均变量，上标～代表利用 Favre 平均法处理后的变量。

引入新变量雷诺剪切应力 $\bar{\tau}_{ij}$ 用于表征湍流脉动的影响，如下所示：

$$\overline{\tau}_{ij}=u\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \tag{4}$$

基于 Boussinesq 假说，通过引入湍流粘度 μ_t，建立雷诺剪切应力和平均速度梯度关系，如式(5)所示：

$$-\overline{\rho}u_i'u_j'=u\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\delta_{ij}\left(\rho k+u_t\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\right) \tag{5}$$

内螺纹管入口设置为质量流入口，出口设置为压力出口。压力速度耦合采用压力耦合方程组半隐式一致算法(SIMPLEC)，各控制方程空间离散采用二阶迎风格式，各控制方程的收敛残差均设定为 1×10^{-6}。通过美国国家标准与技术研究院参考流体热物性数据库(NIST REFPROP)实时调用更新超临界水的热物性参数。由于超临界水在拟临界区域物性变化剧烈，易引起数值振荡及收敛困难。计算初始阶段采用混合初始化方法，并先对流场进行初步稳定计算，随后启用能量方程进行流动与传热耦合求解，以提高拟临界区域计算过程的稳定性与收敛性。为进一步保证计算结果的可靠性，在监测各控制方程残差的同时，对出口温度、出口速度、出口质量流量以及出口湍动能等关键参数进行实时监测。当上述监测参数的相对变化量以及各控制方程收敛残差均小于 1×10^{-6} 时，认为计算达到收敛。

1.3 网格划分与无关性验证

网格划分在三维网格划分软件 ICEM 中完成。计算模型采用三维六面体结构化网格，使用 O 型切分和扭转拉伸操作生成网格，以提高网格质量和正交性。为更加准确计算近壁区流动换热特性，对交界面网格进行局部加密处理，并保证第 1 层网格满足 y^+<0.3。网格模型如图 3 所示。

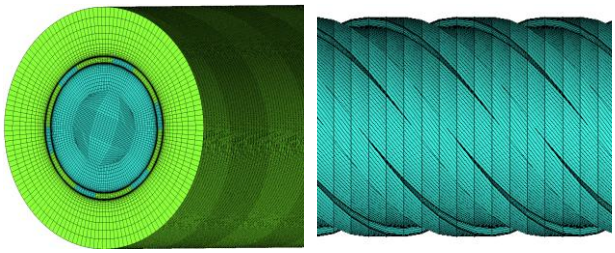


图 3 网格模型示意

Fig.3 Schematic diagram of the grid model

为分析网格数对计算结果的影响，划分了 5 种不同单元数的网格模型。分别对这些网格模型进行计算，计算结果如图 4 所示。流体温度为 402.56 ℃时，不同网格数对应的平均内壁温度如表 2 所示。结果表明，当网格数量超过 1.2×10^7 后，计算结果几乎一致。因此，为保证计算准确性并减少计算时间，选用该网格模型进行后续计算。

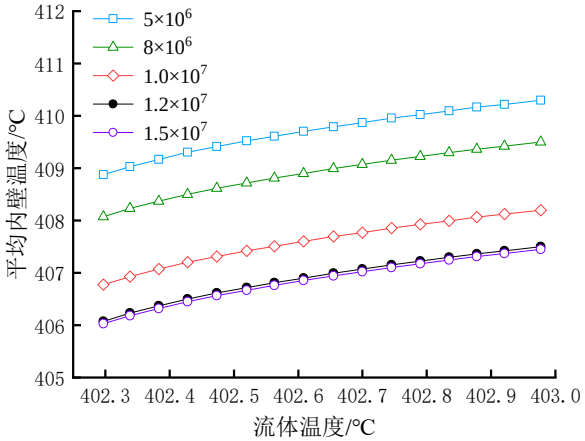


图 4 不同网格数模型数值模拟结果对比

Fig.4 Comparison of numerical simulation results for models with different grid counts

表 2 不同网格数模型平均内壁温度结果对比
Tab.2 Comparison of average inner wall temperature results for models with different grid counts

网格数	平均内壁温度/℃	相对误差（与 1.5×10^7 网格数相比）/%
5×10^6	409.61	0.70
8×10^6	408.81	0.50
1×10^7	407.51	0.18
1.2×10^7	406.81	0.01
1.5×10^7	406.76	

2 模型验证

由于倾斜半周加热实验较少，缺乏可用于验证的实验数据。虽然全周加热与半周加热在边界条件上存在差异，但由于管壁周向热阻较大，周向导热较弱，2 种加热方式下流动换热特性相近。因此，本文选取文献[16]中的全周加热实验来验证数值模型的有效性。

参照文献[16]中内螺纹管的结构、倾斜角度与管径等参数来构建验证模型。验证工况的压力为 25 MPa、质量流速为 600 kg/(m²·s)及内壁热负荷为 200 kW/m²，管壁材料为 SA-213T2。在此基础上，进行数值模拟计算，结果如图 5 所示。由图 5 可知：在低焓值区和高焓值区，数值模拟得到的内壁温度与实验值较接近；在拟临界区域，模拟值略高于实验值，但整体变化趋势保持一致。由于超临界水在拟临界区域附近热物性参数变化剧烈，数值计算中不可避免出现一定的离散误差和局部偏差，但总体而言，模拟结果与实验结果吻合较好，表明本文所建立的数值模型能够较好预测内螺纹管内超临界水的流动换热特性。

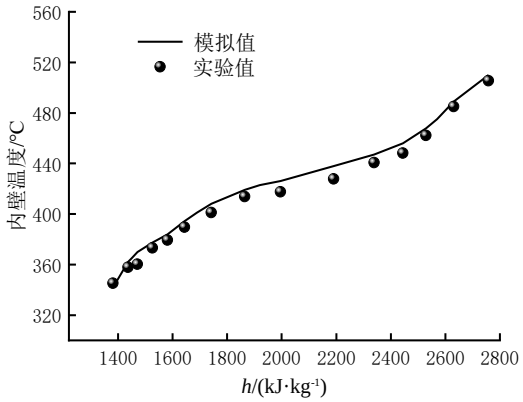


图 5 数值模拟结果验证
Fig.5 Numerical simulation results verification

选取螺旋管圈进口段、拟临界段和出口段 3 个典型位置进行数值模拟计算，并将数值模拟得到的最大内壁温度和最大外壁温度与水动力计算结果进行对比分析，结果如表 3 所示。由表 3 可知，二者计算结果较为接近。锅炉水动力计算采用半理论半经验模型，其适用范围主要为水冷壁宏观换热分析。由于无法获取管内流场与温度场的详细数据，计算中引入理论假设与经验关联，由此可能带来局部偏差和不确定性，导致计算结果存在一定误差。因此本文主要将其用于工况合理性与一致性对比。

表 3 模拟值与水动力计算值对比　单位：℃
Tab.3 Comparison between simulated values and hydrodynamic calculation values

水冷壁位置	模拟值	水动力计算值
最大外壁温度进口段	420.68	428.20
最大内壁温度进口段	386.86	388.50
最大外壁温度拟临界段	472.89	472.40
最大内壁温度拟临界段	417.27	412.00
最大外壁温度出口段	442.79	450.40
最大内壁温度出口段	422.96	420.80

3 计算结果与分析

在某 660 MW 超超临界燃煤锅炉 BMCR 负荷下，质量流速最低回路的进口压力为 31.68 MPa，质量流速为 2 276.709 kg/(m²·s)，热负荷及热偏差采用英巴公司确定的理论热负荷及热偏差数据。在该回路进口段、拟临界段和出口段上各选取一个截面作为研究对象进行后续研究分析。图 6 为下炉膛四面墙平面展开图，标注了所选取回路及各典型管段的实际位置。所选取的 3 个典型截面进口段截面、拟临界段截面和出口段截面对应流体温度分别为 375.9、402.7、414.0 ℃，具体参数如表 4 所示。

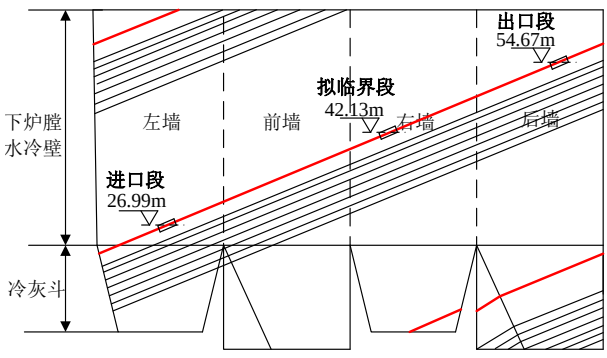


图 6 回路及管段位置
Fig.6 Loop and Piping Section Location Diagram

表 4 选取的研究对象
Tab.4 Selected research subjects

位置	标高/m	压力/MPa	外壁热负荷/(W·m^{-2})
进口段截面	26.99	31.05	115 099.6
拟临界段截面	42.13	30.41	157 251.9
出口段截面	54.67	29.86	76 103.0

3.1 浮升力及热加速效应

在超临界压力区间，流体密度在拟临界区域附近会发生剧烈变化，在空间表现出强烈的不均匀性，从而可能诱发浮升力和热加速效应。近壁区流体温度升高、密度降低，主流区温度较低、密度较高，由此产生径向密度梯度，在重力场作用下形成浮升力效应，该效应将改变流体的径向速度分布和湍流结构，进而影响近壁区换热过程；同时，由于流体受热后密度沿轴向持续降低，根据质量守恒，流速沿管长增加，产生热加速效应，该效应可能引起湍流强度以及边界层结构的变化，从而对传热强化或恶化产生影响。

对于工程实际运行而言，浮升力和热加速效应可能引发超临界水流动与换热特性的变化，甚至诱发局部传热恶化和壁温异常升高，从而增加水冷壁超温和爆管风险。因此，有必要通过无量纲准则数对其作用强度进行定量评估和判断。本文通过计算 2 种浮升力准则数和 2 种热加速准则数，对内螺纹管内超临界水在实际运行条件下的浮升力与热加速效应进行分析，以明确其对流动换热特性的影响。

Jackson 和 Hall 等人通过试验研究发现浮升力会削弱垂直向上流动的对流换热，从而引发传热恶化，并使用无量纲缓冲层假设提出了浮升力准则数，经 Watts 等修正后如式(6)、式(7)所示：

$$Bo_{\mathrm{J}}=\frac{Gr_{\mathrm{b}}}{Re_{\mathrm{b}}^{2.7}Pr^{0.5}}>10^{-5} \tag{6}$$

$$Gr_{\mathrm{b}}=\frac{(\rho_{\mathrm{b}}-\bar{\rho})gd^{3}\sin\theta}{\rho_{\mathrm{b}}v_{\mathrm{b}}^{2}} \tag{7}$$

Mceligot 等人[17]在上述基础上根据试验数据提出了另外一种浮升力准则数，如式(8)、式(9)所示：

$$Bo_{\mathrm{M}}=\frac{Gr_{\mathrm{q}}}{Re_{\mathrm{b}}^{3.425}Pr^{0.8}}>6\times10^{-7} \tag{8}$$

$$Gr_{\mathrm{q}}=\frac{gd^{4}\beta q_{\mathrm{w}}\sin\theta}{\lambda v_{\mathrm{b}}^{2}} \tag{9}$$

Jackson[18]提出了半经验式热加速准则关联式，如式(10)所示：

$$Ac_{\mathrm{J}}=\frac{\beta_{\mathrm{b}}q_{\mathrm{w}}d}{\lambda_{\mathrm{b}}Re_{\mathrm{b}}^{1.63}Pr_{\mathrm{b}}} \tag{10}$$

Mceligot 等人[17]基于气体在受热管内流动和换热的试验，提出表征流体热加速影响的准则数并给出了热加速可以忽略的基准值，如式(11)所示：

$$Ac_{\mathrm{E}}=\frac{4q_{\mathrm{w}}d\beta_{\mathrm{b}}}{u_{\mathrm{b}}C_{p,\mathrm{b}}Re_{\mathrm{b}}^{2}}<3\times10^{-6} \tag{11}$$

式中：$\bar{\rho}$ 为流体平均密度；v 为运动粘度；β 为体积膨胀系数；λ 为热导率；q_{w} 为内壁面热流密度；C_p 为定压比热；u 为流体速度；下标 b 表示中心流体。

BMCR 负荷下，各典型截面位置处的浮升力和热加速准则数的计算结果如表 5 所示。

表 5 浮升力及热加速准则数计算结果
Tab.5 Calculation results of buoyancy and thermal acceleration criteria

准则数	Bo_J	Bo_M	Ac_J	Ac_E
进口段	8.62×10^{-9}	9.87×10^{-10}	9.99×10^{-10}	2.65×10^{-10}
拟临界段	7.29×10^{-9}	5.09×10^{-10}	1.48×10^{-8}	3.35×10^{-10}
出口段	1.25×10^{-9}	1.91×10^{-10}	6.16×10^{-9}	1.29×10^{-10}

由计算结果可知，在 100%BMCR 负荷工况下，各典型截面处浮升力准则数 Bo_J 和 Bo_M 的数量级均处在 10^{-10}~10^{-9} 内，显著低于浮升力产生影响的判据基准值。这表明在当前高质量流速运行条件下，浮升力效应受到明显抑制。同时，热加速准则数 Ac_J 和 Ac_E 的数量级约为 10^{-10}~10^{-8}，亦处于较低水平，说明热加速效应对流动换热的影响较弱。但可以观察到，拟临界段热加速准则数略高于进口段与出口段，这与拟临界区流体密度沿轴向急剧下降、流速加速更加显著相一致。从机理上分析，在实际运行工况下，较高的质量流速使得流动惯性力显著增强，而浮升力与热加速效应均与密度变化相关，其作用强度相对于惯性力被大幅削弱。此外，内螺纹管的螺旋内肋结构诱导的二次流和近壁强剪切作用强化了流体掺混，削弱了径向密度分层，从而进一步抑制了浮升力效应。

3.2 倾斜半周加热内螺纹管壁温分布特性

为保证不同截面周向分布结果之间的可比性，进口段截面、拟临界段截面和出口段截面均位于相同螺距相位位置，其中拟临界段截面位置及结构如图 7 中 *A* 截面所示，各截面对应的流体温度分别为 375.9、402.7、414.0 ℃。由于拟临界段截面处周向

壁温变化最为剧烈，因此对该截面处的管壁温度分布特性开展进一步研究。为分析螺旋内肋结构对周向分布沿轴向变化的影响，选取了拟临界段截面沿轴向前移 0.5 个螺距的另一截面进行对比分析。所选取截面详细结构及位置如图 7 所示，其中，拟临界段截面距模型进口 2 210 mm，0°为向火侧中心点，180°为背火侧中心点，*A* 截面为拟临界段截面，*B* 截面为拟临界段截面前移 0.5 个螺距截面。内壁温度和外壁温度计算结果如图 8 和图 9 所示，t_f 和 p 分别为截面的流体温度和压力，p_{in} 为回路进口压力，G 为质量流速，拟临界段截面近壁区湍动能沿周向分布曲线如图 10 所示。

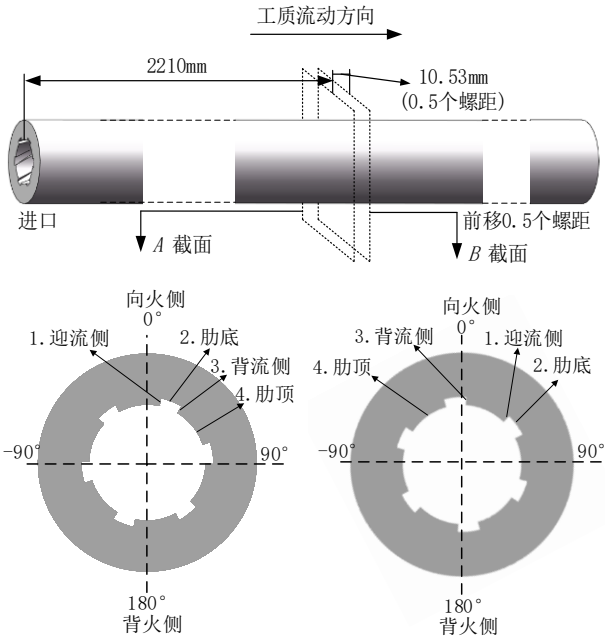


图 7 六头内螺纹管截面位置及结构示意

Fig.7 Schematic diagram of the cross-sectional position and structure of a six head internally threaded pipe

内螺纹管内壁温度由肋顶温度、肋底温度、迎流侧温度和背流侧温度四部分组成。由图 8 可知，肋底温度明显高于肋顶温度，部分肋底温度沿周向呈现下凹分布特征，内壁最大温度出现在肋底与背流侧交点处，背流侧平均温度高于迎流侧。拟临界段截面处内壁最大壁温与最小壁温温差大于进口段与出口段。内壁温度分布呈现出明显的周向不均匀性特征。

由图 9 可知，外壁温度沿周向呈现类似于正态分布曲线的凸形分布特征。拟临界段截面处外壁最大壁温与最小壁温的温差大于进口段截面和出口段截面。背火侧中心处的外壁温度与流体温度较为接近。

由图 10 可知，近壁区湍动能沿周向呈周期性分布特征，整体表现为肋顶高于肋底、迎流侧高于背流侧，并在迎流侧与肋顶交界处出现局部峰值。与之对应，内壁温度在背流侧与肋底交界区域达到最大值，这是由于该区域湍动能处于相对低值，湍流扰动作用减弱，导致局部换热能力下降。同时，在肋底与迎流侧及背流侧交界区域，由于湍动能局部降低，换热能力减弱，使壁温沿周向呈现局部下凹分布特征。此外，背流侧整体温度高于迎流侧，也与其湍动能水平较低、流动扰动较弱密切相关。总体来看，内壁温度受到内螺纹肋结构诱导流动特性变化的影响。

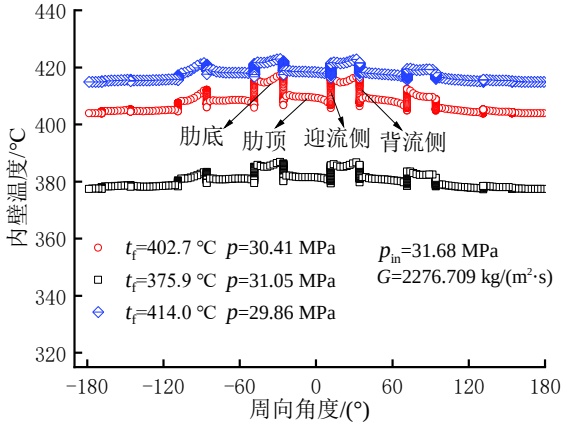


图 8 内壁温度周向分布

Fig.8 Circumferential distribution of inner wall temperature

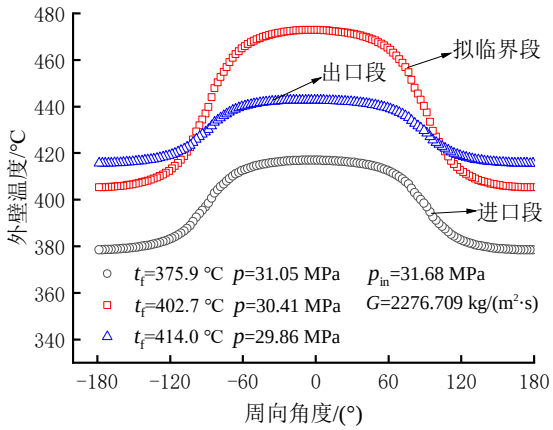


图 9 外壁温度周向分布

Fig.9 Circumferential distribution of outer wall temperature

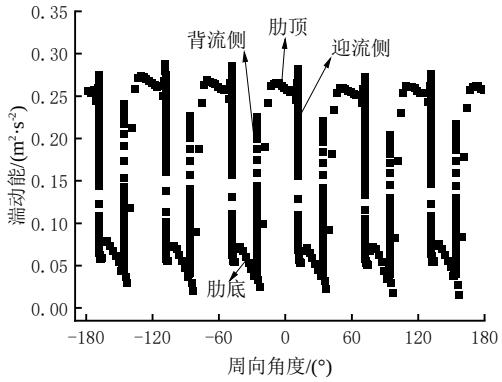


图 10 近壁区湍动能周向分布

Fig.10 Circumferential distribution map of turbulent energy in the near wall region

为进一步分析螺旋内肋结构对周向分布沿轴向变化的影响，对拟临界段截面(*A* 截面)及沿轴向前移 0.5 个螺距后的截面(*B* 截面)进行了对比分析，拟临界段两截面内外壁温度及近壁区湍动能周向分布沿轴向对比结果如图 11 所示。由图 11 可以发现，受螺旋内肋结构影响，内壁温度及近壁区湍动能沿周向分布位置会沿轴向发生周向偏移，但内壁高低温区域分布关系以及湍动能与壁温之间的对应关系整体未发生变化，说明螺旋结构主要改变了周向分布的相位位置，而未改变其整体分布特征及规律。相比之下，外壁温度周向分布沿轴向未出现明显偏移，仍呈现类似于正态分布曲线的凸形分布特征。

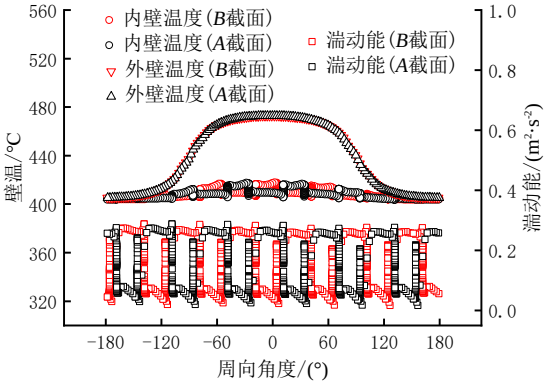


图 11 周向分布沿轴向对比

Fig.11 Comparison diagram of circumferential distribution along the axial direction

为进一步分析内螺纹管的壁温分布特性及换热性能，建立光管对照模型进行数值模拟计算，并与内螺纹管计算结果进行对比分析。光管模型的外径、倾角及管长与内螺纹管保持一致，光管内径按与内螺纹管流通截面积相等的原则确定；光管计算采用与内螺纹管相同的运行参数及边界条件，包括压力、质量流速、外壁热负荷和半周加热方式等；光管进口段、拟临界段和出口段截面对应的流体温度分别为 375.9、402.7、414.0 ℃，与内螺纹管对应截面保持一致，以保证两类管型计算结果具有可比性。

光管与内螺纹管拟临界段截面的内外壁温度周向分布结果对比如图 12 所示，进口段、拟临界段和出口段典型截面的壁温及传热系数计算结果如表 6 所示，N 代表内螺纹管，G 代表光管。结果表明，内螺纹管的内外壁温度周向最大温差均小于光管，且最大内壁温度和最大外壁温度均低于光管，说明内螺纹管能够削弱半周加热条件下管壁温度周向分布的不均匀性，并降低局部高温水平。同时，光管在进口段、拟临界段和出口段截面的传热系数均低于内螺纹管对应截面。由壁温和传热系数对比结果可知，相同工况下内螺纹管具有更强的换热能力和更好的壁温控制效果。内螺纹管通过增强换热并改善壁温周向分布，一定程度上降低了水冷壁局部超温风险，有利于锅炉受热面的安全稳定运行。

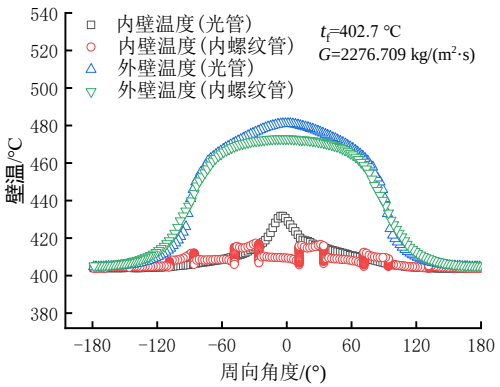


图 12 光管与内螺纹管内外壁温度周向分布对比

Fig.12 Comparison of circumferential temperature distributions on the inner and outer walls between the smooth tube and the internally ribbed tube

表 6 光管与内螺纹管壁温及传热系数计算结果对比

Tab.6 Comparison of calculated wall temperatures and heat transfer coefficients between the smooth tube and the internally ribbed tube

位置	最大内壁温度/℃	最大外壁温度/℃	传热系数/(kW·m⁻²·K⁻¹)
进口段截面 N	386.86	420.68	26.06
拟临界段截面 N	417.27	472.89	39.31
出口段截面 N	422.96	442.79	28.54
进口段截面 G	389.21	427.14	22.66

拟临界段截面 G	431.72	481.06	32.48
出口段截面 G	428.54	447.98	24.18

3.3 热物性及湍流特性对流动换热的影响分析

依据前文水动力计算结果，绘制了 100%BMCR 负荷工况下所选取回路最大外壁温度及传热系数随流体焓值的变化关系（图 13），以直观反映管内工质的壁温水平及换热能力的整体变化规律。由水动力计算结果可知，传热系数在拟临界区域明显提高，显著大于进口段和出口段区域，而最大外壁温度变化趋于平缓，表明该区域出现了强化换热现象。此外，通过数值模拟计算了 BMCR 负荷下的进口段截面、拟临界段截面以及出口段截面的传热系数，分别为 26.06、39.31、28.54 kW/(m²·K)。相比进口段与出口段，拟临界段截面传热系数明显提高，进一步表明了拟临界区域呈现的强化换热现象。针对该典型运行区域，为明确内螺纹管拟临界区强化换热现象的形成原因，从热物性参数和湍流特性 2 个方面开展分析。分别选取比热容、湍动能、湍流粘度及壁面剪切应力，基于近壁区至主流区的径向分布特征，对不同典型截面进行对比分析，以评估各因素在实际运行工况下对流动换热过程的影响。

在进口段截面、拟临界段截面和出口段截面分别建立 2 条沿径向的引导线，用于分析从近壁区到流体中心的流动换热规律。由于肋顶与肋底处流动换热特性存在差异，选取 2 条引导线可进行对比分析。其中，一条是从向火侧区域的肋顶中点到流体中心，简称 *a* 线；另一条是从向火侧区域的肋底中点到流体中心，简称 *b* 线，具体如图 14 所示。

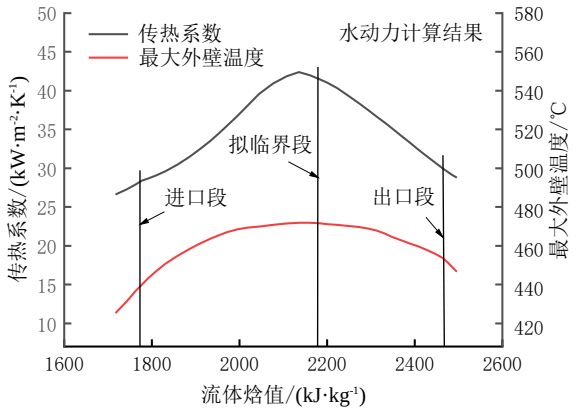


图 13 最大外壁温度及传热系数随流体焓值变化

Fig.13 Maximum outer wall temperature and heat transfer coefficient as a function of fluid enthalpy

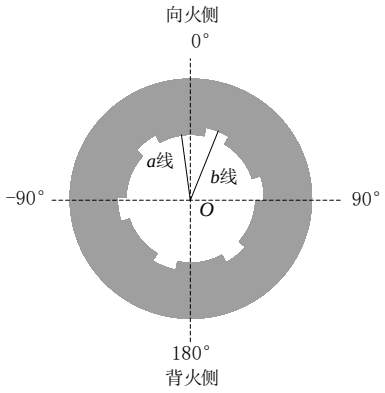
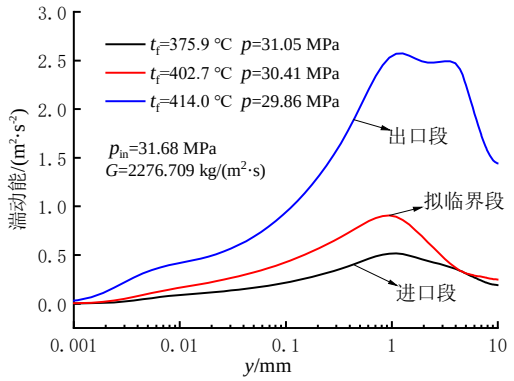


图 14 *a* 线和 *b* 线位置示意

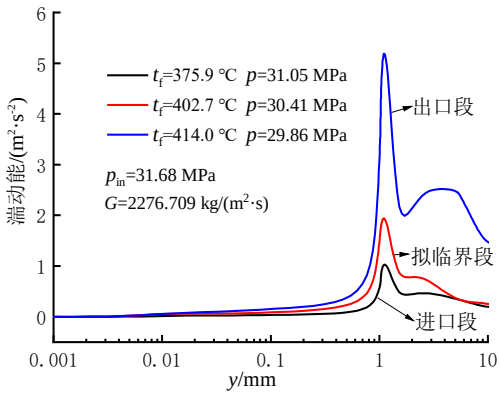
Fig.14 Schematic diagram of the positions of line *a* and line *b*

3.3.1 湍流特性分析

从向火侧近壁区至流体中心沿径向湍动能分布示意如图 15 所示。由图 15 可知：出口段截面的湍动能大于拟临界段截面，拟临界段截面大于进口段截面；肋底处近壁区流体湍动能变化较小，并在肋顶区域附近湍动能出现峰值；拟临界区位置的湍动能并未显著提高。



a) *a* 线

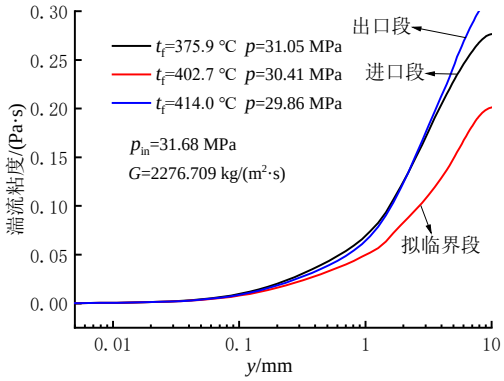


b) *b* 线

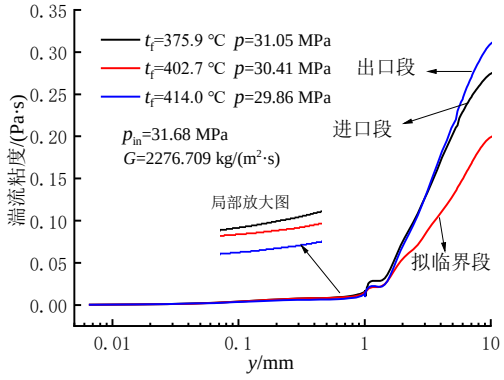
图 15 湍动能沿径向分布示意

Fig.15 Schematic diagram of radial variation of turbulent kinetic energy

为更加深入地分析管内超临界水的湍流特性，对进口段截面、拟临界段截面和出口段截面的湍流粘度沿径向分布情况进行对比分析，从向火侧近壁区至流体中心沿径向湍流粘度分布示意如图 16 所示。由图 16 可知，近壁区湍流粘度整体处于相对较低水平，进口段截面、拟临界段截面以及出口段截面在近壁区的湍流粘度整体差异较小，这主要是因为近壁区黏性作用占主导，湍流脉动作用受到抑制。从近壁区逐渐向主流区域发展的过程中，流体逐渐摆脱壁面黏性作用的影响，湍流发展更加充分，湍流动量交换能力也随之增强，湍流粘度显著增加。然而，在主流区域，拟临界段截面的湍流粘度明显低于进口段截面和出口段截面。同时可以发现，在肋顶区域，湍流粘度有小幅度突增。



a) *a* 线



b) *b* 线

图 16 湍流粘度沿径向分布示意

Fig.16 Schematic diagram of radial distribution of turbulent viscosity

进一步分析壁面剪切应力沿周向的分布特征，具体如图 17 所示。由图 17 结果可知，肋顶处的壁面剪切应力明显大于肋底处。在肋底处，各典型截面的壁面剪切应力整体表现为拟临界段截面略大于进口段和出口段，但三者之间的差异并不显著。相比之下，在肋顶区域，各典型截面之间的壁面剪切应力差距较大，其变化规律表现为出口段大于进口段，进口段大于拟临界段，其中出口段的壁面剪切应力明显高于进口段。壁面剪切应力沿周向整体呈现周期性分布规律。迎流侧区域的平均壁面剪切应力大于背流侧区域，这是由于在螺旋内肋结构的影响下，流体对迎流侧产生较强的冲击作用，从而导致壁面剪切应力相对较高。壁面剪切应力在拟临界区域并未出现显著增强。

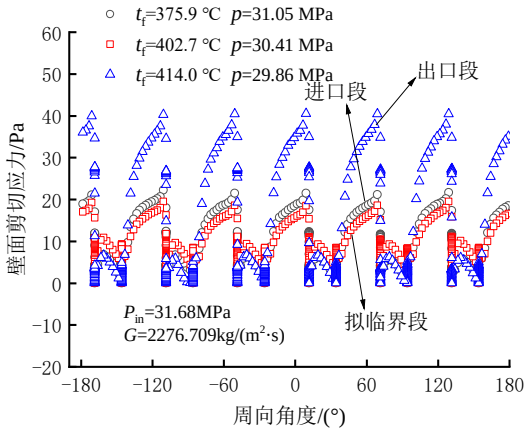


图 17 壁面剪切应力沿周向分布示意

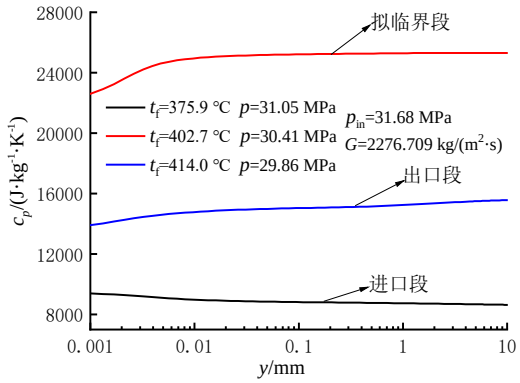
Fig.17 Schematic diagram of circumferential distribution of wall shear stress

综合上述分析可知，在 BMCR 负荷实际运行工况下，拟临界区域内流体湍动能及湍流粘度未出现显著增强，壁面剪切应力也未明显提高，说明湍流强度未出现明显增强。从工程角度来看，在高质量流速条件下，管内流动已处于强湍流状态，湍流发展较为充分，进一步湍流强化作用有限。因此，拟临界区虽存在明显换热变化，但并非由湍流增强所主导。

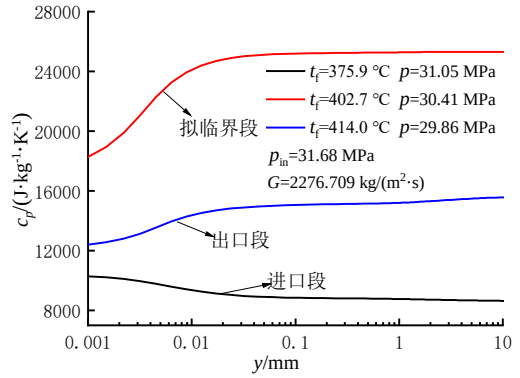
3.3.2 比热容特性分析

从向火侧近壁区至流体中心沿径向比热容分布曲线如图 18 所示。由图 18 可知，拟临界段截面的流体比热容在近壁区和主流区均出现明显增大现象，这一变化为该区域换热能力的增强提供了有利条件。综合热物性及湍流特性的分析结果可知，在拟临界区域，湍动能、湍流粘度及壁面剪切应力均未显著增强，但流体比热容在近壁区及主流区均出现明显升高。由于壁面换热过程主要受近壁区流体控制，比热容的显著增加提高了流体的吸热能力，从而增强了单位温差下的传热能力。因此，在实际运行工况下，拟临界区域出现强化换热现象主

要是由近壁区流体比热容显著增强所主导，而非湍流强化机制所致。



a) *a* 线



b) *b* 线

图 18 比热容沿径向分布示意

Fig.18 Schematic diagram of radial distribution of specific heat capacity

3.4 锅炉负荷变化对内螺纹管流动换热特性影响

依据前文水动力计算结果，绘制了 BMCR 负荷与 75%BMCR 负荷下所选取回路最大外壁温度及传热系数随流体焓值对比，具体如图 19 所示。由图 19 可以看出，相比于 BMCR 负荷，75%BMCR 负荷下拟临界区的传热系数有所提高，表明负荷降低后该区域的强化换热程度有所上升，换热能力有所增强。此外，通过数值模拟计算了 75%BMCR 负荷下拟临界段截面的传热系数，其为 46.201 kW/(m²·K)，大于 BMCR 负荷下拟临界段截面的传热系数 39.31 kW/(m²·K)，进一步表明负荷降低后拟临界区域的强化换热程度有所上升。

75%BMCR 与 BMCR 负荷下拟临界段截面的具体工况参数如表 7 所示。由表 7 可知，负荷降低后，拟临界段截面对应的压力、质量流速、流体温度及外壁热负荷均有所降低。通过对比 2 种负荷下拟临界段截面的浮升力及热加速准则数、比热容、湍动能、湍流粘度和壁面剪切应力等参数的变化，分析锅炉负荷变化对内螺纹管内超临界水流动换热特性的影响。

在 75%BMCR 负荷拟临界段截面设置 2 条从向火侧区域近壁区至流体中心的引导线，引导线位置及名称与 BMCR 负荷保持一致（图 14）。

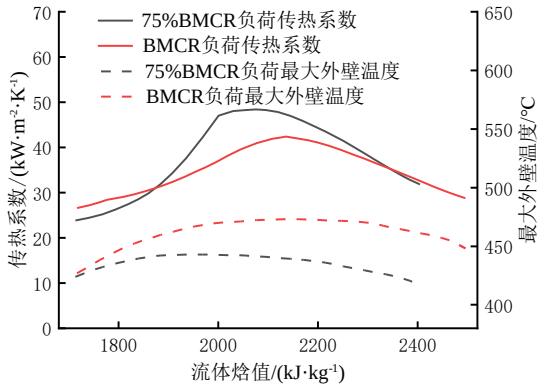


图 19 最大外壁温度及传热系数随流体焓值变化对比

Fig.19 Comparison chart of maximum outer wall temperature and heat transfer coefficient with fluid enthalpy variation

表 7 不同负荷拟临界段截面参数对比

Tab.7 Comparison of pseudo critical section parameters under different loads

负荷	质量流速 /(kg·(m²·s)⁻¹)	压力 /MPa	外壁热负荷/(W·m⁻²)	流体温度/℃
100%BMCR	2 276.709	30.41	157 251.90	402.7
75%BMCR	1 749.141	25.08	126 283.15	385.4

表 8 为 BMCR 负荷与 75%BMCR 负荷拟临界段截面处浮升力准则数及热加速准则数计算结果对比。由表 8 可知，随着负荷由 BMCR 降低至 75%BMCR，拟临界段截面处浮升力准则数及热加速准则数均有所增大。这主要是由于负荷降低导致质量流速减小，使得流动惯性力减弱，而浮升力及热加速效应相对于惯性力的作用增强，从而使对应准则数升高。

图 20—图 22 分别为 BMCR 负荷与 75%BMCR 负荷 2 种负荷下近壁区湍动能、湍流粘度和比热容沿径向分布曲线，图 23 为壁面剪切应力沿周向分布曲线。对比 BMCR 与 75%BMCR 负荷下拟临界区域的流动换热特性可知，在负荷降低条件下，近壁区湍动能、湍流粘度及壁面剪切应力均有所降低。负荷降低后拟临界区域截面近壁区比热容显著增强。浮升力及热加速效应准则数在低负荷下虽有所增大，但其数量级仍然较小，对整体流动换热过

程的影响有限。由于壁面换热过程主要受近壁区流体控制，因此可以认为，从 BMCR 负荷降到 75%BMCR 负荷强化换热程度有所提升的主要原因是近壁区流体的比热容显著提高，而非湍流强化与浮升力、热加速效应所致。

表 8 不同负荷下浮升力及热加速准则数计算结果对比
Tab.8 Comparison of calculation results of buoyancy and thermal acceleration criteria under different loads

负荷	Bo_J	Bo_M	Ac_J	Ac_E
75%BMCR	1.9×10^{-8}	1.48×10^{-9}	2.06×10^{-8}	6.70×10^{-10}
BMCR	7.29×10^{-9}	5.09×10^{-10}	1.48×10^{-8}	3.35×10^{-10}

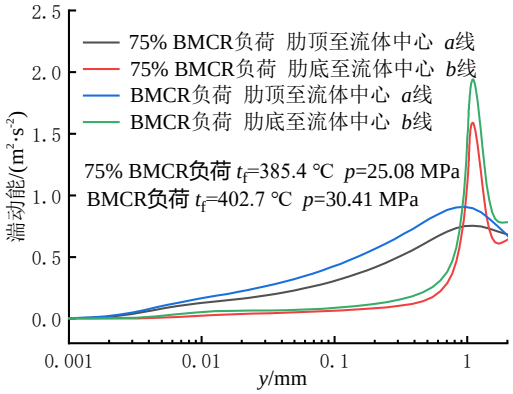


图 20 湍动能沿径向分布示意
Fig.20 Schematic diagram of radial variation of turbulent kinetic energy

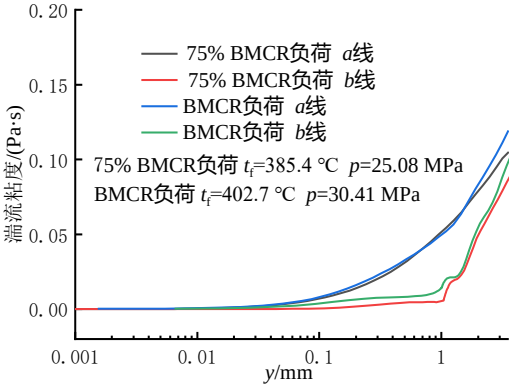


图 21 湍流粘度沿径向分布示意
Fig.21 Schematic diagram of radial distribution of turbulent viscosity

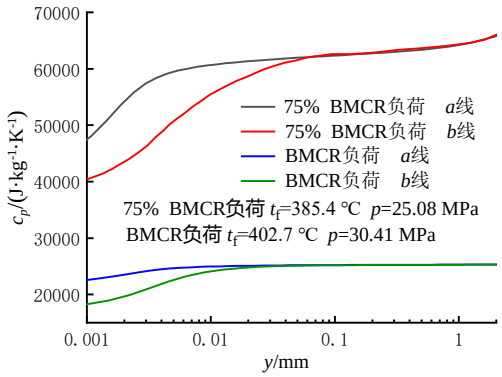


图 22 比热容沿径向分布示意
Fig.22 Schematic diagram of radial distribution of specific heat capacity

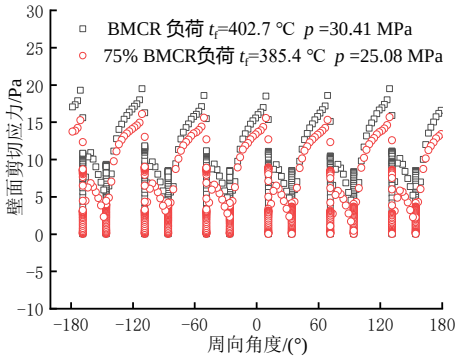


图 23 壁面剪切应力沿周向分布示意
Fig.23 Schematic diagram of circumferential distribution of wall shear stress

4 结 论

针对螺旋管圈超临界流体换热，建立了三维计算流体力学模型。在半周加热条件下，本文对倾斜内螺纹管内的超临界流体换热特性进行了研究分析，得到如下结论。

1）在 BMCR 负荷实际运行工况下，各典型截面处浮升力准则数与热加速准则数均处于较低数量级，表明在高质量流速条件下，流动惯性占主导地位，浮升力与热加速效应对管内流动换热过程影响有限。

2）内螺纹管内壁温度沿周向呈现明显非均匀分布特征，表现为肋底温度高于肋顶、背流侧温度高于迎流侧。该分布规律受到螺旋内肋诱导的二次流及近壁湍流分布差异影响，表明结构因素对局部换热具有显著调制作用。

3）拟临界区域内虽出现明显强化换热现象，但近壁区湍动能、湍流粘度及壁面剪切应力均未显著增强，表明在实际高质量流速运行条件下，湍流

强化作用有限，强化换热主要来源于近壁区流体比热容的显著提高，体现出典型的热物性主导特征。

4）负荷由 BMCR 降低至 75%BMCR，拟临界区域强化换热程度进一步增强。尽管浮升力与热加速效应有所增强，但其作用仍然有限；同时湍流强度整体减弱。因此，强化换热程度提升的根本原因仍为近壁区比热容的进一步增加，而非湍流强化及浮升力、热加速效应所致。

5）研究结果表明，在实际运行工况条件下，内螺纹管内超临界水的流动换热特性主要受近壁区热物性影响，而非湍流强化或浮升力、热加速效应所致。该认识有助于深化对实际运行工况下超临界水流动换热机理的理解，可为超超临界锅炉水冷壁流动换热特性分析及安全运行评估提供理论参考。

[参 考 文 献]

［1］ 李祥, 龚里, 陆峥, 等. 风光水火储多能互补能源基地电源容量规划研究[J]. 热力发电, 2026, 55(2): 139.

Li X, Gong L, Lu Z, et al. Power generation capacity planning for multi-energy complementary energy base including wind,solar,hydropower,thermal power and energy storage[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(2): 139.

［2］ 樊启祥, 蒋敏华, 许世森, 等. 碳中和目标下新一代超高参数煤电机组技术体系[J]. 中国电机工程学报, 2024, 44(18): 7167.

Fan Q X, Jiang M H, Xu S S, et al. Technical systems of advanced ultra-supercritical coal-fired power units under the carbon neutralization target[J]. Proceedings of the CSEE, 2024, 44(18): 7167.

［3］ 刘入维, 肖平, 钟犁, 等. 700℃超超临界燃煤发电技术研究现状[J]. 热力发电, 2017, 46(9): 1.

Liu R W, Xiao P, Zhong L, et al. Research progress of advanced 700℃ ultra-supercritical coal-fired power generation technology[J]. Thermal Power Generation, 2017, 46(9): 1.

［4］ 李志涛, 曲天壬, 孙育君, 等. 700℃超超临界汽轮机汽缸铸件用候选耐热合金组织性能对比分析[J]. 铸造, 2026, 75(1): 47.

Li Z T, Qu T R, Sun Y J, et al. Comparative analysis of microstructure and properties of candidate heat-resistant alloys for 700℃ ultra-supercritical steam turbine cylinder castings[J]. Foundry, 2026, 75(1): 47.

［5］ 柯劲平. 超超临界燃煤机组的现状与发展前景[J]. 电力设备管理, 2024(23): 69.

Ke J P. The current situation and development prospects of ultra-supercritical coal-fired units[J]. Electric Power Equipment Management, 2024(23): 69.

［6］ 程兆轩, 朱新元, 徐东海, 等. 循环流化床锅炉深度调峰水动力安全研究现状[J/OL]. 洁净煤技术, 2026-01-23. https://link.cnki.net/urlid/11.3676.TD.20260123.1134.014.

Cheng Z X, Zhu X Y, Xu D H, et al. Current research on hydrodynamic safety of circulating fluidized bed boilers in deep peak shaving[J/OL]. Clean Coal Technology, 2026-01-23. https://link.cnki.net/urlid/11.3676.TD.20260123.1134.014.

［7］ 曲默丰, 梁梓宇, 赵云杰, 等. 低质量流速光管内超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.

Qu M F, Liang Z Y, Zhao Y J, 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.

［8］ 陈真韬, 王小慕, 白博峰. 蛇形通道换热器 SCO_2 拟临界区流动传热实验研究[J]. 工程热物理学报, 2026, 47(2): 528.

Chen Z T, Wang X M, Bai B F. Experimental investigation on the flow and heat transfer in pseudocritical region of SCO_2 in microchannel heat exchanger with serpentine channel[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2026, 47(2): 528.

［9］Lu G H, Ye K, Wang H X, et al. Experimental investigation on the combined effects of buoyancy and acceleration on heat transfer in supercritical carbon dioxide flowing in a vertical tube[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2026, 226: 110824.

［10］Dalla Vecchia F, Irannezhad N, Adwan M, et al. Experimental investigation on inclination effects during condensation heat transfer of R515B inside an inner-grooved tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2026, 261: 128586.

［11］杜晓成，周妍君，宋园园，等. 浮升力效应对超临界水传热特性影响的研究[J]. 工程热物理学报, 2024, 45(7): 2019.

Du X C, Zhou Y J, Song Y Y, et al. Investigation on the influence of buoyancy force on the heat transfer characteristics of supercritical water[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2024, 45(7): 2019.

［12］于博文，徐进良. 超高参数 CO_2 在水平管内流动传热数值模拟研究[J]. 中国电机工程学报, 2025, 45(14): 5392.

Yu B W, Xu J L. Numerical simulation of flow heat transfer of ultra-high parameter CO_2 in horizontal tubes[J]. Proceedings of the CSEE, 2025, 45(14): 5392.

［13］Fu J, Liu H Y, An Z J, et al. Investigation of flow deceleration effect on heat transfer characteristics of carbon dioxide during cooling in a horizontal double pipe at supercritical pressures[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2026, 172(Part 2): 110342.

［14］Palko D, Anglart H. Theoretical and numerical study of heat transfer deterioration in high performance light water reactor[J]. Science and Technology of Nuclear Installations, 2008, 2008(1): 405072.

［15］湛含辉，朱辉. 螺旋管内迪恩涡运动的数值模拟[J]. 热能动力工程, 2011, 26(1): 41.

Zhan H H, Zhu H. Numerical simulation of the dean vortex movement in a spiral tube[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2011, 26(1): 41.

［16］尹飞，李会雄，陈听宽，等. 倾斜内螺纹管中亚临界及超临界压力汽-液传热特性研究[J]. 核动力工程, 2005, 26(1): 15.

Yin F, Li H X, Chen T K, et al. An investigation on heat transfer characteristics of sub-critical and supercritical pressure steam-liquid in an inclined internally ribbed tube[J]. Nuclear Power Engineering, 2005, 26(1): 15.

［17］Mceligot D M, Jackson J D. "Deterioration" criteria for convective heat transfer in gas flow through non-circular ducts[J]. Nuclear Engineering and Design, 2004, 232(3): 327.

［18］Jackson J D. An semi-empirical model of turbulent convective heat transfer to fluids at supercritical pressure[C]//Proceedings of the 16th International Conference on Nuclear Engineering. New York: ASME, 2008: 911.

（责任编辑　邓玲惠）