

错排管束烟气冷凝换热特性数值模拟及场协同分析

张威¹, 蔡文博¹, 董心妍²

(1. 北京建筑大学 环境与能源工程学院, 北京 100044; 2. 昌吉学院 能源与控制工程学院, 新疆 昌吉 831100)

摘要: 烟气冷凝换热是工业烟气余热回收过程的重要方法之一。建立错排管束冷凝换热模型, 通过数值模拟方法研究烟气的入口流速、入口温度及入口水蒸气体积分数对烟气冷凝换热特性的影响, 并基于场协同原理对换热过程进行深入分析, 以揭示速度场、温度场与冷凝水分布之间的耦合特性。结果表明: 随着烟气的入口流速从 1 m/s 增加至 4 m/s, 错排管束的传热系数和热流密度分别提高 66.4% 和 95.8%; 随着入口温度从 383 K 升高到 413 K, 错排管束的传热系数和热流密度分别增加 73.7% 和 101%; 随着入口水蒸气体积分数由 17% 提高到 32% 时, 传热系数和热流密度分别上升 90.8% 和 66.6%; 前排管壁换热效果最好, 前排管束迎风面换热最强, 其传热系数最高可达背风面的 3.71 倍; 多物理场协同分析表明, 各物理场之间存在强耦合特征, 在冷凝过程中, 迎风侧的换热强度较为稳定, 在换热时间 $t=1\sim 2$ s 时换热强度最高; 在不同入口条件下, 迎风面协同角均小于背风面, 随着入口流速、入口温度及入口水蒸气含量的增加分别减小 2.7° , 1.78° 和 2.3° 。

关键词: 错列管束; 烟气物性; 冷凝换热; 场协同分析

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.11.008

[引用本文格式] 张威, 蔡文博, 董心妍. 错排管束烟气冷凝换热特性数值模拟及场协同分析[J]. 热能动力工程, 2025, 40(11): 64-74. ZHANG Wei, CAI Wenbo, DONG Xinyan. Numerical simulation and field synergy analysis of flue gas condensation and heat exchange characteristics in a staggered tube bundle[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(11): 64-74.

Numerical Simulation and Field Synergy Analysis of Flue Gas Condensation and Heat Exchange Characteristics in a Staggered Tube Bundle

ZHANG Wei¹, CAI Wenbo¹, DONG Xinyan²

(1. School of Environment and Energy Engineering, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing, China, Post Code: 100044; 2. School of Energy and Control Engineering, Changji University, Changji, China, Post Code: 831100)

Abstract: Flue gas condensation and heat exchange is one of the key methods for industrial flue gas waste heat recovery process. A staggered tube bundle condensation and heat exchange model was established, and numerical simulations were conducted to investigate the effects of inlet velocity, inlet temperature and inlet water vapor volume fraction on the flue gas condensation and heat exchange performance. Furthermore, the field synergy principle was applied to deeply analyze the heat exchange process and reveal the coupling characteristics among the velocity field, temperature field and condensate distribution. The results show that as the flue gas inlet velocity increases from 1 to 4 m/s, the staggered tube bundle heat transfer coefficient and heat flux density increase by 66.4% and 95.8%, respectively. As the inlet temperature rises from 383 to 413 K, the staggered tube bundle heat transfer coefficient and heat flux density increase by 73.7% and 101%, respectively. When the inlet water vapor volume fraction increases from 17% to 32%, the heat transfer coefficient and heat flux density increase by 90.8% and 66.6%, respectively. The front row tube wall has the best heat exchange effect, the front row tube bundle windward side has the strongest heat exchange, its heat transfer coefficient can reach 3.71 times that of the leeward side. Multi-physics field synergy analysis shows that there is a strong coupling characteristic among the various physical fields. During the condensation process, the heat exchange intensity on the windward side is relatively stable, and the heat exchange intensity is the highest at $t=1\sim 2$ s. Under different inlet conditions, the synergy angle of the windward side is always smaller than that of the leeward side, and it decreases by 2.7° , 1.78° and 2.3° with the increase of inlet velocity, inlet temperature and inlet water vapor content, respectively.

收稿日期: 2025-04-14; 修订日期: 2025-05-15

基金项目: 北京市自然科学基金资助项目(3194046); 宁夏回族自治区重点研发计划项目(2019BFG02016)

Fund-supported Project: Beijing Municipal Natural Science Foundation (3194046); Ningxia Hui Autonomous Region Key Research and Development Project (2019BFG02016)

作者简介: 张威(1988-), 男, 北京建筑大学副教授.

66.6%, respectively. The front-row tube surfaces exhibit the best heat transfer performance, with the windward side showing the strongest heat exchange effect; its maximum local heat transfer coefficient on the windward side is up to 3.71 times that of the leeward side. Meanwhile, the multiphysics field synergy analysis reveals strong coupling characteristics in each physical field. During the condensation process, the heat exchange intensity on the windward side remains relatively stable, with the highest intensity occurring at t of 1 to 2 seconds. Additionally, synergy angle analysis shows that under varying inlet conditions, the synergy angle on the windward side is smaller than that on the leeward side and decreases by 2.7° , 1.78° and 2.3° with increasing inlet velocity, temperature, and water vapor volume fraction, respectively.

Key words: staggered tube bundle, flue gas properties, condensation and heat exchange, field synergy analysis

引 言

随着我国能源需求的不断增长,燃煤电厂在保障稳定电力供应方面发挥着关键作用,但也存在能源利用效率不高和环境污染问题,燃煤机组燃烧过程中产生的烟气富含丰富的水资源以及废热资源^[1]。据估算,火电机组每年至少有 10.1 亿吨水和 1 亿吨标准煤余热随烟气排入大气中^[2]。为了有效回收烟气中的余热及水,冷凝法被广泛用于工业领域^[3-5],具有投资少、运行成本低、设备简单等特点。

工业燃烧产生的烟气成分复杂,含有大量不凝性气体,对烟气冷凝换热过程产生不利影响。近年来,国内外学者对烟气冷凝换热机理及应用进行了探究。Othmer^[6]通过实验研究含有空气与氦气不凝性气体的蒸汽冷凝,发现少量不凝结气体的存在会显著降低传热量。在冷凝过程中,由于不凝性气体的存在,蒸汽只能通过对流传质和扩散方式到达壁面,故而冷凝模型可分为扩散层模型和边界层模型。其中,扩散层模型是在气液界面处构建控制方程,通过迭代计算来预测冷凝传热系数。Ren 等人^[7-10]通过研究雾化效应、抽吸效应、曲率修正、气体压缩因子等修正因子来提高扩散层模型的计算精度。文献[11-13]分别对水平管、竖立管外的膜状凝结进行理论探究。文献[14-15]通过对水平管内的实验研究,分析了蒸汽压力、流速、壁面过冷度对传热系数的影响,发现冷凝传热系数随壁面过冷度的增大而减小,随蒸汽压力和流速提高而增大。文献[16-17]通过实验发现了竖立管内冷凝传热系数随着壁面过冷度以及压力的增大而降低,随着质量流速的增加而增大。文献[18-20]研究了倾角、相间剪切力和质量流速对冷凝器中倾斜管换热特性的

影响,结果表明,在相同流型下,倾斜角度对平均传热系数的提高呈非单调性。

场协同理论揭示了流动传热协同规律,近年来被众多学者广泛研究并应用。过增元^[21]分析了对流传热机理,研究发现,速度矢量与热流矢量的夹角对对流传热的整体特性有较大影响,并首次定义场协同(Field Synergy Principle),强化对流传热需要温度场与速度场相互协同,相互构成合理的空间分布。陶文铨等人^[22-23]使用场协同理论优化制冷机设计,研究发现 3 种强化单相对流传热理论可利用场协同理论将其统一,此外,运用场协同原理确定了某些结构参数下热管长度与直径的最佳比例以及工质混合的最佳比例。刘赞等人^[24]使用场协同原理强化翼型微通道熔盐换热器特性,分析二元硝酸盐的入口流速和入口温度对速度场和温度场协同性的影响,并对局部场协同性较差的位置进行强化,结果表明,强化后的换热器场协同角下降约 3.73° ,综合换热特性提升 2.25%。

综上,现有研究多局限于单管布置模式下烟气冷凝换热特性及烟气特性的影响,而针对多排错排管束中烟气交叉流场与管壁冷凝换热的耦合机制,尚缺乏系统性研究。本文通过分析管壁不同位置烟气冷凝换热特性与场协同的关系,揭示了错排管束中烟气冷凝换热过程的气液两相流动及温度梯度协同强化机制,为烟气余热深度回收装置的优化设计提供理论支撑,同时为烟气余热深度回收装置的优化设计提供理论依据。

1 物理模型及网格划分

1.1 几何模型及工作流体参数

本文采用的错列管束几何模型及计算域参数,如图 1 所示。为了降低模拟计算量,对模型进行对

称边界处理。表 1、表 2 分别为错排管束结构参数与工作流体参数。

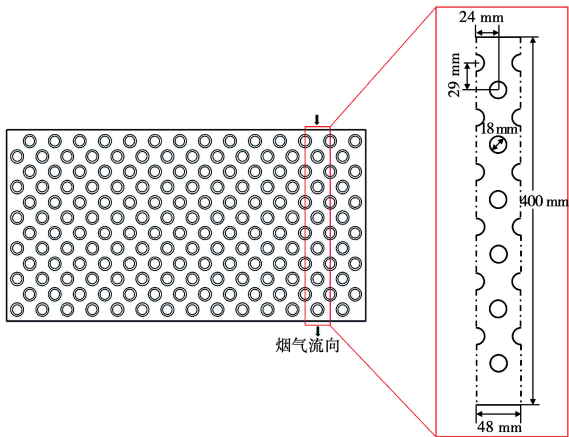


图 1 错排管束几何模型与计算域

Fig.1 Staggered tube bundle geometry model and computational domain

表 1 错排管束结构参数

Tab.1 Structural parameters of staggered tube bundle

参 数	数 值
管外径/mm	18
横向管间距/mm	29
纵向管间距/mm	24
换热器长度/mm	400
换热器宽度/mm	48

表 2 工作流体参数

Tab.2 Working fluid parameters

工作流体参数	数 值
水密度/kg·m ⁻³	998.2
水黏度/kg·(m·s) ⁻¹	0.001 003
水比定压热容/J·(kg·K) ⁻¹	4 182
水热导率/W·(m·K) ⁻¹	0.6
空气密度/kg·m ⁻³	1.225
空气粘度/kg·(m·s) ⁻¹	0.000 019
空气比定压热容/J·(kg·K) ⁻¹	1 006.43
空气热导率/W·(m·K) ⁻¹	0.024 2
水蒸气密度/kg·m ⁻³	0.554 2
水蒸气黏度/kg·(m·s) ⁻¹	0.000 013
水蒸气比定压热容/J·(kg·K) ⁻¹	1 850
水蒸气热导率/W·(m·K) ⁻¹	0.026 1

1.2 网格划分和边界条件

使用 ANSYS Meshing 对模型进行四边形网格划分,在壁面处进行边界层处理,为确保计算结果准确,提高计算精确度,进行网格无关性验证,如图 2

所示。当网格数为 122 619 和 148 908 时,出口温度的最大偏差为 0.8%,表明网格数 148 908 可以满足数值模拟要求,因此选取 148 908 作为最终的计算网格。局部网格划分如图 3 所示。

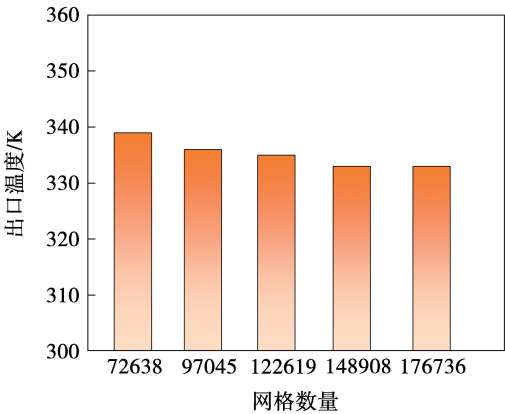


图 2 网格无关性验证

Fig.2 Grid independence verification

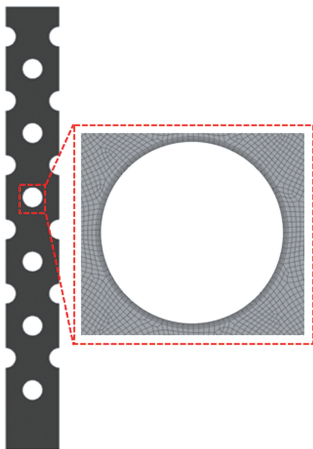


图 3 局部网格划分示意图

Fig.3 Schematic diagram of local grid division

2 数学模型及边界条件

2.1 数学模型

选取欧拉多相流模型用于模拟汽液两相间的传质过程,同时选择 LEE 模型和热相变模型,用于冷凝过程模型的计算。在 LEE 模型中,汽液两相蒸发和凝结过程由汽相输运方程控制:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v V_v) = m_{lv} - m_{vl} \quad (1)$$

式中: α_v —蒸汽体积分数; ρ_v —蒸汽密度, kg/m³; V_v —气相速度, m/s; m_{lv} —蒸发过程传递速率, kg/(s·m³); m_{vl} —冷凝过程传递速率, kg/(s·m³); t —时间, s。

将工质温度和饱和温度的差值作为工质相变条件,从而得到质量源项和能量源项。分别将这两个源项引入连续性方程和能量方程,以完成质量和能量的转移过程。若液相工质温度 T_l 高于工质饱和温度 T_{sat} 时,则发生蒸发过程:

$$\dot{m}_{lv} = r_{lv} \cdot \alpha_l \cdot \rho_l \cdot \frac{T_l - T_{sat}}{T_{sat}} \quad (2)$$

式中: α_l —液相体积分数; ρ_l —液相密度,kg/m³。

若气相工质温度 T_v 低于工质饱和温度 T_{sat} 时,则发生冷凝过程:

$$\dot{m}_{vl} = r_{vl} \cdot \alpha_v \cdot \rho_v \cdot \frac{T_{sat} - T_v}{T_{sat}} \quad (3)$$

式中: $\dot{m}_{lv}$ 、 $\dot{m}_{vl}$ —蒸发量、冷凝量,kg/s; T_l —液相温度,K; T_v —气相温度,K; r_{lv} 、 r_{vl} —传质时间松弛因子,取默认值 0.1。

管壁处层流边界层能量守恒方程:

$$Re_x Pr \int_0^1 (\vec{U} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{y} = Nu_x \quad (4)$$

式中: Re_x 、 Pr 、 Nu_x — x 位置处的雷诺数、普朗特数和努塞尔数; $\vec{U}$ —速度矢量,m/s; $\bar{T}$ —温度,K。

式(4)中被积因子可以表示为式(5),等式左边为两个矢量点积,等式右边为壁面换热量:

$$U \cdot \nabla \bar{T} = |U| \cdot |\nabla \bar{T}| \cos \beta \quad (5)$$

式中: β —流体的速度矢量与温度梯度矢量的夹角,(°),即场协同角。

$$\beta = \arccos \frac{U \cdot \nabla T}{|U| \cdot |\nabla T|} \quad (6)$$

由式(6)可知,流体速度与温度梯度之间的夹角对流体速度矢量以及温度梯度矢量的点积具有较大影响,两者夹角越小,矢量点积越大, Nu 也相庆增大,从而强化传热效果,当 $\beta = 0^\circ$ 时,强化效果最佳。

2.2 边界条件

在利用 FLUENT 软件进行数值模拟研究时,烟气入口采用速度边界条件,烟气入口流速为 1 m/s,烟气入口温度为 413 K;出口设置为压力出口,左右两侧壁面采用对称边界条件,操作压力为 1.01×10^5 Pa,重力加速度为 -9.8 m/s^2 ,管壁温度为 308 K。烟气掠过管束时,产生蒸发冷凝效应。

3 数值模拟验证

文献[25]通过数值模拟和实验计算了每一排

管背风侧截面的平均温度,图 4 为本研究的模拟温度与文献中温度随管排数的变化。由图可知,当前结果与高波^[26]的数值模拟结果相似,并且与文献[25]的实验结果一致。该对比结果验证了本文模拟设置的准确性。

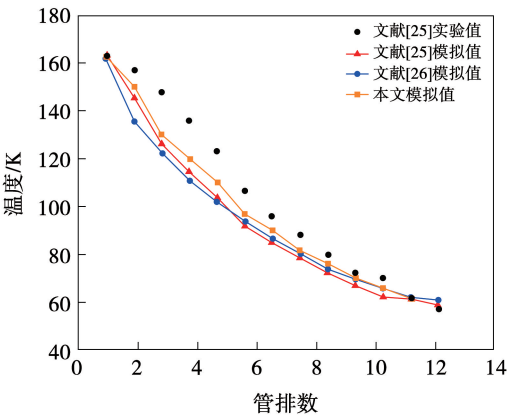


图 4 工质温度分布的模拟结果与文献[25-26]结果对比
Fig.4 Comparison between simulation result of working fluid temperature distribution and result in literatures 25 to 26

4 模拟结果及分析

在烟气流动过程中,流场内不同位置的换热特性存在较大差异。选取中间列管壁每排管迎风侧 0° 以及背风侧 0° 为测点,监测各测点处的传热系数,计算换热器流场内沿程传热系数的变化,测点位置如图 5 所示,其中 θ 为监测点和圆心之间的连线与来流方向形成的夹角。

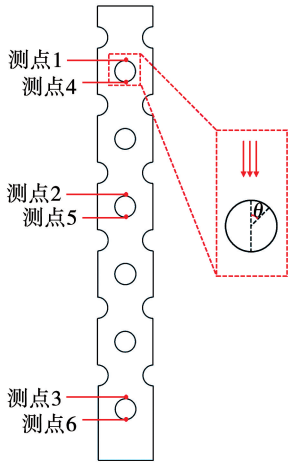


图 5 测点分布图

Fig.5 Distribution map of measurement points

4.1 烟气物性对冷凝换热的影响

当入口温度为 413 K、入口水蒸气体积分数为

22%时,分别在入口流速 v 为 1,2,3 和 4 m/s 条件下进行数值模拟,模拟结果如图 6、图 7 所示。

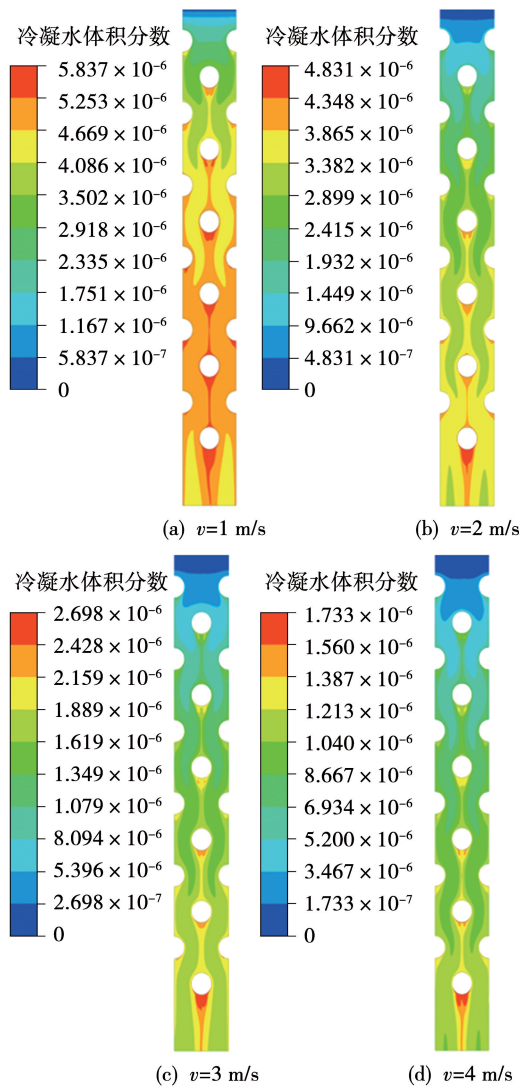


图 6 不同入口流速下冷凝水体积分数分布云图
Fig. 6 Contour of distribution of condensate volume fraction under varying inlet velocities

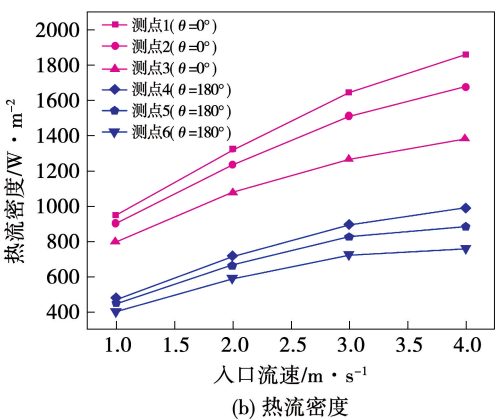
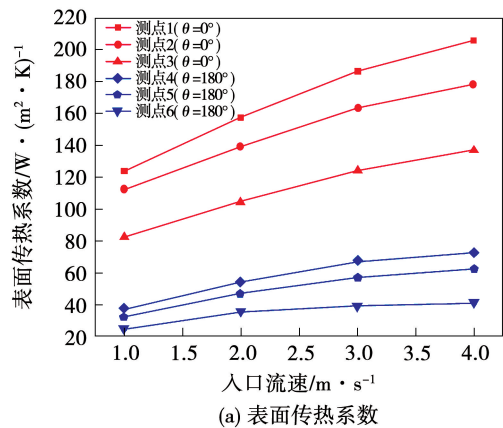


图 7 不同入口流速下各测点处表面传热系数及热流密度变化
Fig. 7 Changes in surface heat transfer coefficient and heat flux density at each measurement point under varying inlet velocities

由图 6 可知,随着入口流速增大,冷凝水体积分数逐渐减小,且冷凝水主要分布于管壁背风面。这是由于高流速下烟气在换热器内部的停留时间缩短,导致烟气与管壁接触不充分,换热过程不完全。由图 7 可知,所有测点处的表面传热系数与热流密度均随流速增加而上升。这是因为高流速强化了烟气对管壁的扰动作用,削弱了近壁面边界层,同时促使已生成的冷凝水加速流动,液膜变薄、热阻降低,从而提升了错排管束整体换热效率。值得注意的是,迎风面测点因直接受到高速烟气冲刷,其表面传热系数与热流密度虽略有下降,但降幅呈逐渐减小的趋势。当入口流速从 1 m/s 增加至 4 m/s 时,整体传热系数提升 66.4%,热流密度增长 95.8%;从测点 1 至测点 2,表面传热系数平均下降 11.94%,热流密度下降 7.7%;从测点 2 至测点 3,传热系数和热流密度分别下降 24.3%和 15.1%。这些变化反映出随着烟气流动,其温度逐步降低,烟气与冷凝管壁间温差减小,导致换热强度相应减弱。此外,管壁迎风面与背风面测点的传热系数存在显著差异,最大相差达 3.19 倍,反映了速度场对不同区域换热性能的影响。

在入口烟气温度 τ 分别为 383,393,403 和 413 K,水蒸气体积分数为 22%、入口速度为 2 m/s 的工况下开展数值模拟,模拟结果如图 8、图 9 所示。由图 8 可知,随着烟气冲掠管束,在管束壁面逐渐产生冷凝水,这是由于水蒸气受冷后温度降低到饱和温度以下,发生了相变冷凝。随着入口烟气温度的升高,

烟气与冷凝管壁之间的温差增大,传热驱动力增强,冷凝换热过程随之加强,从而生成更多冷凝水。由图 9 可知,各测点处的表面传热系数与热流密度均呈明显上升趋势,第一排管束迎风面受高温烟气直接冲刷,温度变化最为剧烈。具体来看,当入口温度由 383 K 升高至 413 K 时,传热系数提升了 73.7%,热流密度增加了 101%。从测点 1 至测点 2,表面传热系数平均下降 20.2%,热流密度下降 8.7%;测点 2 至测点 3,传热系数和热流密度分别下降 12.6%和 17.7%。随着烟气沿流程逐渐冷却,烟气与管壁间的温差减小,导致换热强度逐步下降,降幅趋于平缓。此外,迎风面与背风面测点的换热能力存在显著差异,最大传热系数相差达 3.71 倍,进一步表明迎风面受高温高扰动流体作用的换热优势。

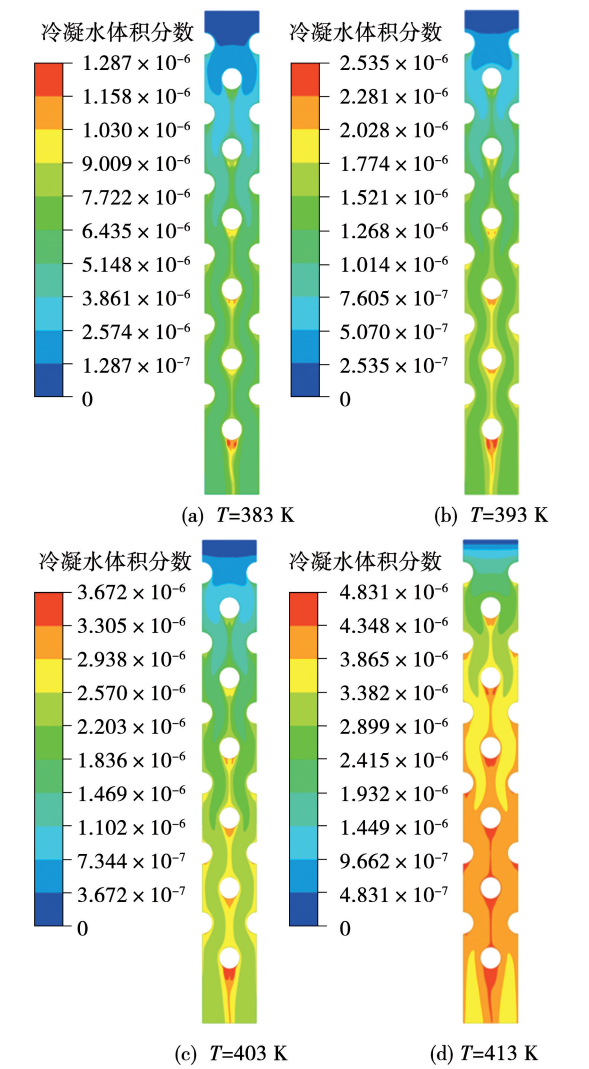


图 8 不同入口烟气温度下冷凝水体积分数分布云图
Fig.8 Contours of distribution of condensate volume fraction under varying inlet flue gas temperatures

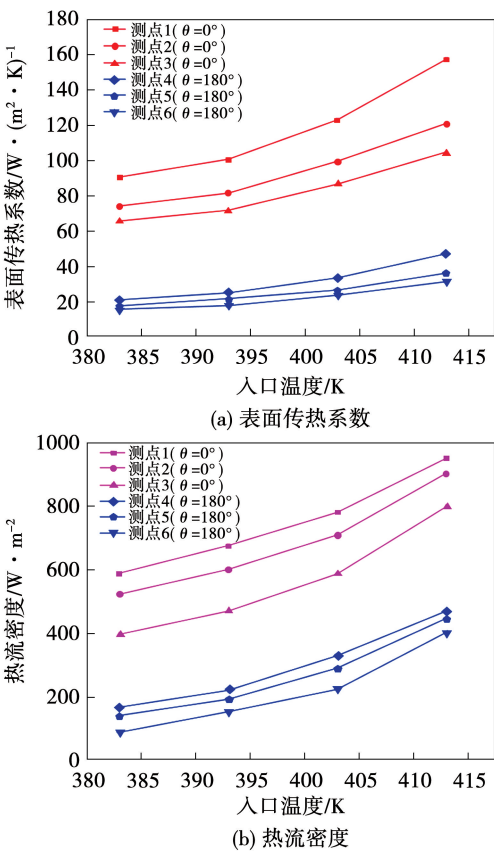


图 9 不同入口烟气温度下各测点处表面传热系数及热流密度变化

Fig.9 Changes in surface heat transfer coefficient and heat flux density at each measurement point under varying inlet flue gas temperatures

在入口烟气温度为 413 K,流速为 2 m/s,入口水蒸气体积分数 α 分别为 17%,22%,27% 和 32% 的工况下进行数值模拟,模拟结果及各测点处表面传热系数与热流密度变化,如图 10 和图 11 所示。由图 10 可知,随着入口水蒸气体积分数的增加,管束上产生的冷凝水体积分数逐渐增加。由图 11 可知,随着入口水蒸气体积分数的增加,各测点处的表面传热系数与热流密度均呈上升趋势。水蒸气体积分数升高会引起水蒸气压力上升,从而提高烟气露点温度,同时增加了气流所携带的潜热,使得冷凝管壁附近气液界面的浓度差与温度差变大,显著增强了水蒸气在壁面冷凝的趋势。当水蒸气体积分数由 17% 增加至 32% 时,传热系数提升了 90.8%,热流密度增加了 66.6%。从测点 1 至测点 2,表面传热系数平均下降 8.1%,热流密度下降 5.7%;从测点 2 至测点 3,传热系数和热流密度分别下降 16.69% 和 14.58%。随着烟气在换热器内流动,其温度逐渐降

低,与管壁之间的温差缩小,导致换热强度逐级减弱。此外,迎风侧与背风侧测点处换热性能存在一定差异,传热系数最大值相差约 1.9 倍,进一步反映出烟气流动方向与壁面接触位置对换热效率的影响。

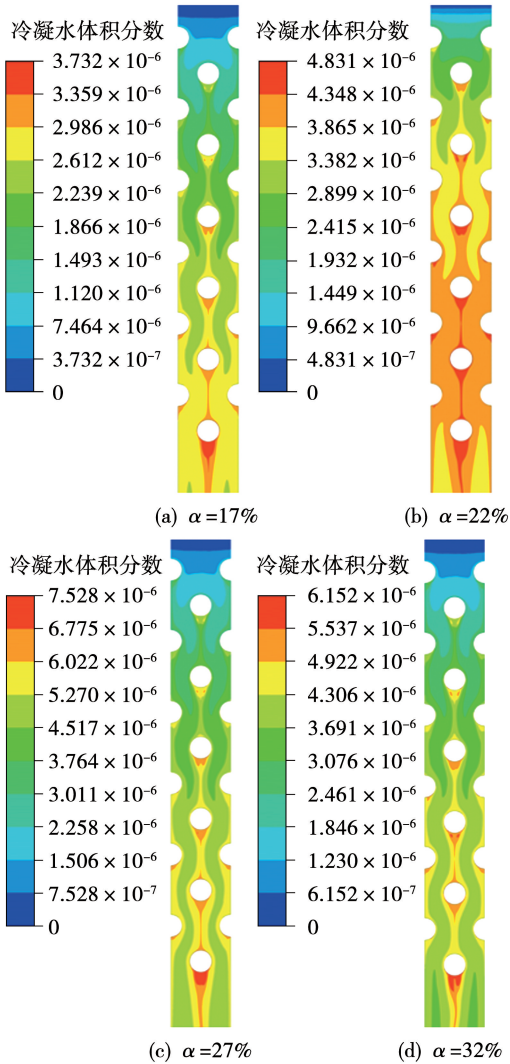
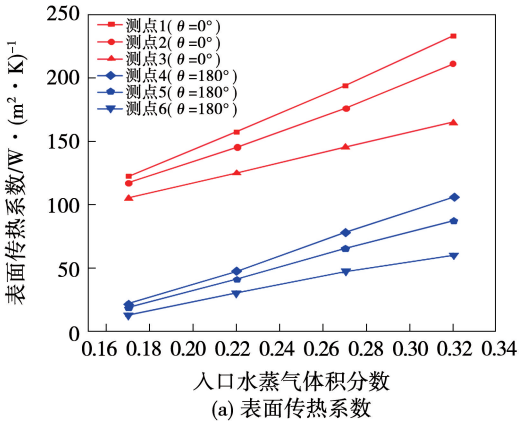
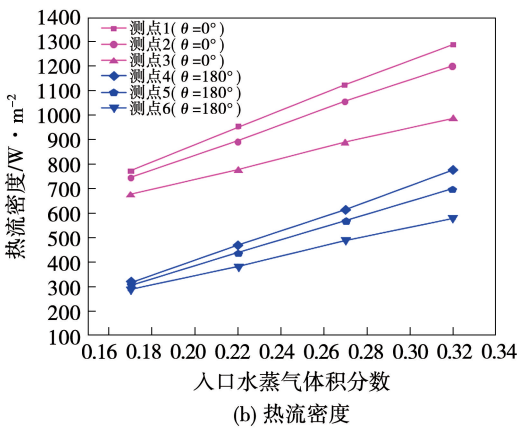


图 10 不同入口水蒸气体积分数下冷凝水体积分数分布云图

Fig. 10 Contours of distribution of condensate volume fraction under varying inlet water vapor volume fractions



(a) 表面传热系数



(b) 热流密度

图 11 不同入口水蒸气体积分数下各测点处表面传热系数及热流密度变化

Fig. 11 Changes in surface heat transfer coefficient and heat flux density at each measurement point under varying inlet water vapor volume fractions

4.2 烟气冷凝换热场协同分析

图 12(a) 为换热器内部流场的温度、速度矢量分布及两者的协同分布情况,揭示了速度场与温度场之间的空间耦合特性。在烟气流动初始阶段,高温区域与低速区域主要集中在换热器入口附近,二者的空间分布趋势高度一致。随着烟气在错排管束中流动,温度与速度在每一排管壁处均发生明显变化,至末排管束迎风面速度达到峰值 5.92 m/s,而最低速度和温度则出现在相应的背风面区域。图 12(b) 进一步展示了冷凝水体积分数与速度矢量的协同分布。从整体上看,速度矢量密集、流速较高的区域对应着冷凝水富集区,反映出流速对冷凝换热的显著促进作用。局部放大图显示,速度矢量及冷凝水体积分数在管壁附近变化尤为剧烈。在迎风面区域,湍流增强了烟气与壁面的热质交换频率,有效削弱了边界层厚度,并在粘性力和顺压梯度的协同作用下加快了热量传递与相变速率,表现为速度矢量密集且方向剧烈变化。而在背风面区域,由于逆压梯度、回流及涡流等作用的影响,流速明显减弱,导致冷凝水在此区域聚集,进一步表明流动结构对冷凝分布及换热特性的主导作用。

图 13 为不同时刻 t 下冷凝水体积分数及速度矢量协同分布。

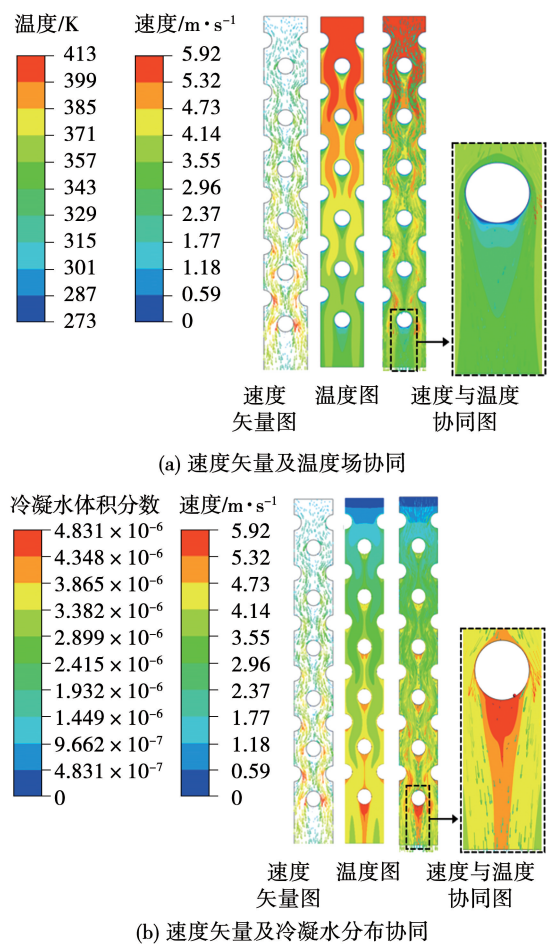


图 12 温度场、冷凝水分布与速度矢量协同及局部放大图
Fig. 12 Synergies of temperature field, condensate distribution, and velocity vectors with local magnification

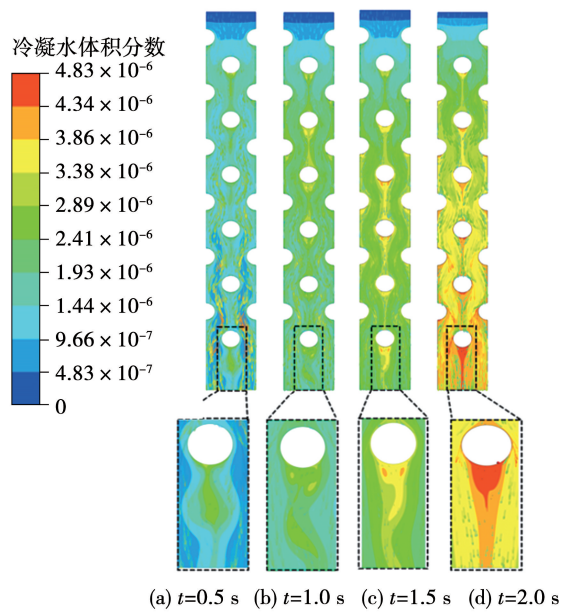


图 13 不同时刻冷凝水体积分数及速度矢量协同分布图
Fig. 13 Contours of condensate volume fraction and velocity vector synergy distribution at different moments

可以看出,随着烟气流动时间的推进,冷凝水体积分数整体呈上升趋势,且在管壁背风面的富集现象愈加明显。速度矢量不仅影响冷凝过程本身,还对冷凝水的输运路径产生显著作用。流体在管壁附近的流动增强了水蒸气与壁面的热质交换,促进了冷凝过程,同时改变了冷凝水的输运轨迹,体现出流速对冷凝换热过程的推动作用。

为了定量分析管壁迎风面和背风面的换热能力,图 14 对比了不同时刻迎风面和背风面 0° 位置的表面传热系数及热流密度。由图可知,在 1.5 s 时换热最为显著,迎风面的表面传热系数为 209.8 W/(m²·K),背风面为 82.3 W/(m²·K),表明中间时刻的换热强度略高于首末时刻,而背风面换热则略显不稳定。该现象主要源于湍流流动与冷凝过程中压力、温度与速度场的耦合作用。1.5 s 时的热流密度也达到最大值,迎风面为 1 353.1 W/m²,背风面为 731.2 W/m²,进一步验证了中间时刻换热过程更为剧烈,背风面热传递受不稳定流动影响较大。这些结果综合反映出流动特性对不同管壁区域冷凝换热行为具有显著影响。

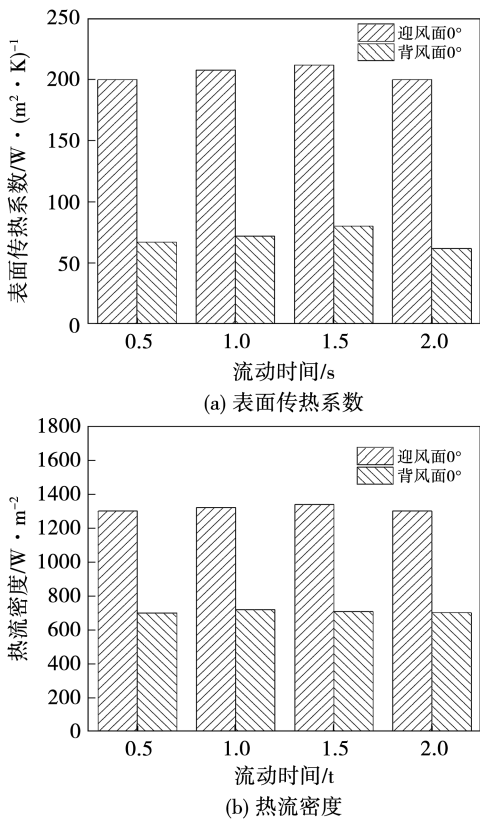


图 14 管壁迎风面背风面表面传热系数及热流密度
Fig. 14 Surface heat transfer coefficient and heat flux density on windward and leeward sides of tube wall

图 15 为不同时刻换热器内部流场的协同角分布云图。由图可知,流场内协同角分布呈现明显的空间规律性,水蒸气冷凝释放潜热,温度分布和温度梯度不断重构,带动协同角发生变化,入口及管壁附近协同性较好。由 $t=0\sim 2\text{ s}$ 局部图看出,流体流动状态随时间逐渐趋于稳定,这与图 13 的冷凝水流程变化相对应,随着协同角较小的范围逐渐扩大,换热效果逐渐增强。

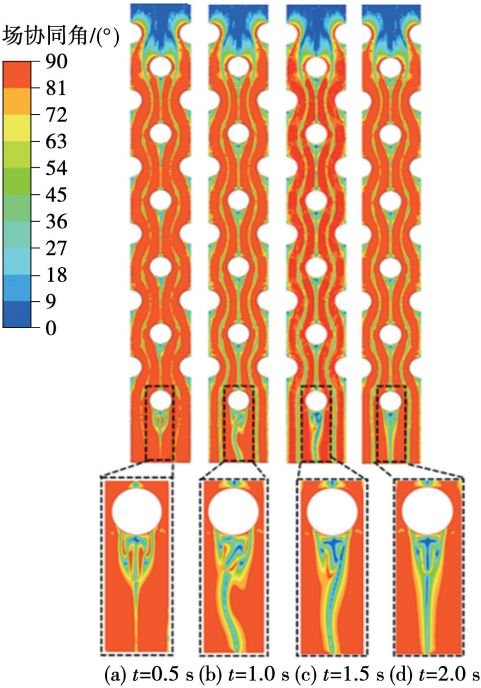
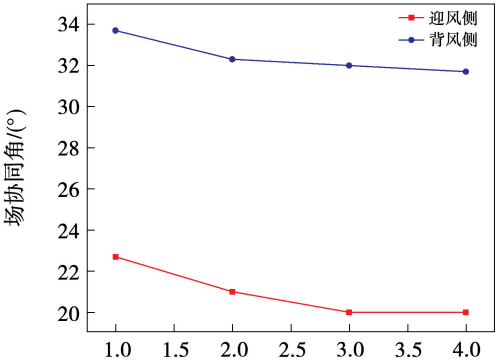


图 15 不同时刻换热器流场协同角分布云图

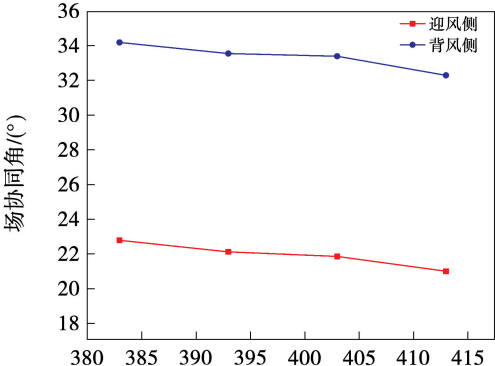
Fig. 15 Contours of heat exchanger flow field synergy angle distribution at different moments

图 16 为不同入口流速、入口温度及水蒸气体积分数条件下场协同角变化规律。由图 16(a)可知,随着入口流速的增加,迎风侧与背风侧的协同角均呈下降趋势,其中迎风侧下降幅度更为显著,平均减少约 2.7° ,表明在高流速条件下,速度场与温度场之间的协同性增强,从而提升了错排管束整体换热性能。由 16(b)可知,为不同入口温度下迎风面与背风面协同角变化趋势基本一致,均随温度升高而略微减小,平均下降幅度为 1.78° ,说明较高的温差有助于强化速度场与温度场之间的协同作用,进而提升冷凝换热效率。由图 16(c)可知,随着水蒸气体积分数从 17% 升高至 32%,迎风侧协同角由

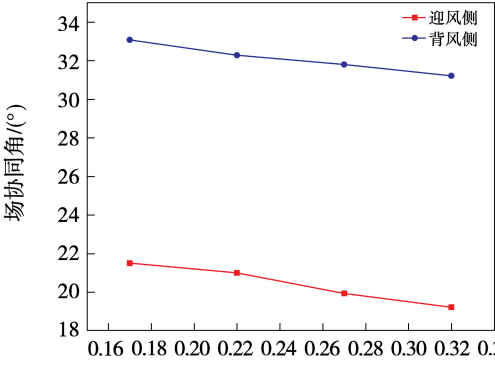
21.5° 降至 19.2° ,背风侧由 33.1° 降至 31.2° ,表明迎风面换热效果优于背风面。这是由于冷凝过程增强了速度场与温度梯度场的耦合程度,从而提高了两者的协同性并导致协同角减小。迎风侧因直接接触主流区域,受到水蒸气冷凝影响更为显著,因此其协同角下降幅度更大。



(a) 不同入口流速



(b) 不同入口温度



(c) 不同入口水蒸气体积分数

图 16 不同入口流速、入口温度和入口水蒸气体积分数下协同角的变化

Fig. 16 Changes in synergy angle under different inlet velocities, temperatures and water vapor volume fractions

5 结 论

(1) 随着烟气入口温度、入口水蒸气分数增大,冷凝水生成量、表面传热系数及热流密度均增大;烟气入口流速的增大可强化管壁处的局部冷凝换热;当烟气入口流速从 1 m/s 增加 4 m/s 时,传热系数提升了 66.4%,热流密度增加了 95.8%;当入口温度从 383 K 增加到 413 K 时,传热系数提升了 73.7%,热流密度增加了 101%;当入口水蒸气体积分数由 17% 增加到 32% 时,传热系数提升了 90.8%,热流密度增加了 66.6%。

(2) 沿着烟气流动方向,冷凝管壁迎风面和背风面的传热系数和热流密度均呈下降趋势,迎风面换热强度远高于背风面;迎风面传热系数最大为背风面的 3.71 倍。

(3) 在换热器内部,速度场、温度场与相变场之间表现出良好的协同特性。流体微团主要集中在后排管束迎风面,背风面形成涡旋结构,促进了局部冷凝;迎风面换热强度整体较为稳定,且在中间时刻表现最优,尤其是最后一排管束背风面冷凝效果最显著。通过协同角分析进一步表明,在不同入口流速、温度及水蒸气体积分数条件下,迎风侧协同角变化更为敏感,均随工况增强而减小,其中 0° 位置分别下降 2.7°,1.78°和 2.3°,显示迎风面具备更优的场协同换热特性。

参考文献:

[1] 郭建利. 2023 – 2024 年中国煤炭产业经济形势研究报告[J]. 中国煤炭,2024,50(3):12 – 20.
Guo Jianli. Research report on the economic situation of China's coal industry from 2023 to 2024 [J]. China Coal,2024,50(3):12 – 20.

[2] CHEN H,ZHOU Y,CAO S,et al. Heat exchange and water recovery experiments of flue gas with using nanoporous ceramic membranes[J]. Applied Thermal Engineering,2017,110:686 – 694.

[3] 杨建国,许明路,陈永辉,等. 燃煤电厂烟气冷凝法水回收试验研究[J]. 动力工程学报,2020,40(4):342 – 348.
YANG Jianguo, XU Minglu, CHEN Yonghui, et al. Experimental study on water recovery from flue gas condensation in coal-fired power plants[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2020,40(4):342 – 348.

[4] 杨凯旋,封又琳,刘 明,等. 燃煤机组烟气余热和水协同回收系统多参数优化及运行策略[J]. 中国电机工程学报,2021,

41(13):4566 – 4576.

YANG Kaixuan, FENG Youlin, LIU Ming, et al. Multi-parameter optimization and operation strategy of flue gas waste heat and water co-recovery system for coal-fired power plants[J]. Proceedings of the CSEE,2021,41(13):4566 – 4576.

[5] 侯 刚,张 东,王 铨,等. 基于热泵与低温空预器的燃气锅炉尾气水热回收系统性能研究[J]. 热能动力工程,2024,39(2):82 – 90.
HOU Gang, ZHANG Dong, WANG Quan, et al. Study on performance of gas boiler tail gas hydrothermal recovery system based on heat pump and low temperature air preheater[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2024,39(2):82 – 90.

[6] OTHMER D F. The condensation of steam[J]. Industrial & Engineering Chemistry,1929,21(6):576 – 583.

[7] REN B,ZHANG L,CAO J,et al. Experimental and theoretical investigation on condensation inside a horizontal tube with noncondensable gas[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015,82:588 – 603.

[8] ZHANG S,CHENG X,SHEN F. Condensation heat transfer with non-condensable gas on a vertical tube[J]. Energy and Power Engineering,2018,10(4):25 – 34.

[9] TAN B,CAI J. An improved model based on real gas state equation and fog formation for condensation heat and mass transfer[J]. Nuclear Engineering and Design,2021,372:110968.

[10] HWANG J H,JERNG D W. A condensation heat transfer model with light gas effects in non-condensable gas mixtures[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2022,130:105765.

[11] WANG T,TONG L,CAO X. Improvement of diffusion layer model for steam condensation in the presence of non-condensable gas under turbulent free convection[J]. Applied Thermal Engineering,2022,213:118631.

[12] CHANG T B,YEH W Y. Theoretical investigation into condensation heat transfer on horizontal elliptical tube in stationary saturated vapor with wall suction[J]. Applied Thermal Engineering, 2011,31(5):946 – 953.

[13] DEHBI A. Correcting for tube curvature effects on condensation in the presence of a noncondensable gas in laminar regimes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2020,151:119384.

[14] LI H,PENG W. A study on gas-liquid film thicknesses and heat transfer characteristics of vapor-gas condensation outside a horizontal tube[J]. Journal of Heat Transfer,2014,136(2):021501.

[15] 王军龙,孙中宁,谷海峰,等. 水平管内蒸汽冷凝局部换热特性实验研究[J]. 原子能科学技术,2014,48(12):2219 – 2223.
WANG Junlong, SUN Zhongning, GU Haifeng, et al. Experimental investigation on steam condensation local heat transfer characteristics inside horizontal tube[J]. Atomic Energy Science and Tech-

- nology, 2014, 48(12): 2219 – 2223.
- [16] 徐慧强, 孙中宁, 谷海峰, 等. 水平管内纯饱和蒸汽强制对流冷凝局部换热特性[J]. 化工学报, 2015, 66(1): 92 – 98.
XU Huiqiang, SUN Zhongning, GU Haifeng, et al. Local heat transfer characteristics of saturated steam forced convection condensation inside horizontal tube [J]. CIESC Journal, 2015, 66(1): 92 – 98.
- [17] RAJKUMAR M R, PRAVEEN A, KRISHNAN R A, et al. Experimental study of condensation heat transfer on hydrophobic vertical tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 120: 305 – 315.
- [18] 刘佳宝, 曹夏昕, 杨培勋. 纯蒸汽在竖直管内非完全冷凝换热特性的实验研究[J]. 核动力工程, 2024, 45(2): 72 – 81.
LIU Jiabao, CAO Xiaxin, YANG Peixun. Experimental study on heat transfer characteristics of pure steam with incomplete condensation in vertical tube[J]. Nuclear Power Engineering, 2024, 45(2): 72 – 81.
- [19] 杨培勋, 曹夏昕, 刘佳宝, 等. 低质量流速下倾斜管内纯蒸汽冷凝换热特性研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2022, 43(7): 986 – 992.
YANG Peixun, CAO Xiaxin, LIU Jiabao, et al. Condensation and heat transfer characteristics of pure steam in an inclined tube at a low mass flux [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2022, 43(7): 986 – 992.
- [20] 王昱乾, 王卫良, 曹夏昕. 管内蒸汽冷凝过程关键热力学参数分布特征[J]. 中国电机工程学报, 2025, 45(6): 2274 – 2284.
WANG Yuqian, WANG Weiliang, CAO Xiaxin. Distribution characteristics of key thermodynamic parameters of vapor condensation inside tube [J]. Proceedings of the CSEE, 2025, 45(6): 2274 – 2284.
- [21] 过增元. 换热器中的场协同原则及其应用[J]. 机械工程学报, 2003(12): 1 – 9.
GUO Zengyuan. Principle of field coordination in heat exchangers and its applications [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2003(12): 1 – 9.
- [22] 陶文铨, 何雅玲. 场协同原理在强化换热与脉管制冷机性能改进中的应用(上)[J]. 西安交通大学学报, 2002, 36(11): 1101 – 1105.
TAO Wenquan, HE Yaling. Field synergy principle and its applications in enhancing convective heat transfer and improving performance of pulse tube refrigerator(1) [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2002, 36(11): 1101 – 1105.
- [23] 何雅玲, 陶文铨. 场协同原理在强化换热与脉管制冷机性能改进中的应用(下)[J]. 西安交通大学学报, 2002, 36(11): 1106 – 1110.
HE Yaling, TAO Wenquan. Field synergy principle and its applications in enhancing convective heat transfer and improving performance of pulse tube refrigerator(2) [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2002, 36(11): 1106 – 1110.
- [24] 刘 赟, 张传智, 董 月. 基于场协同原理的微通道熔盐换热器传热强化[J]. 太阳能学报, 2023, 44(3): 509 – 515.
LIU Yun, ZHANG Chuanzhi, DONG Yue. Heat transfer enhancement of microchannel molten salt heat exchanger based on field synergy principle [J]. Acta Energeticae Solaris Sinica, 2023, 44(3): 509 – 515.
- [25] 张 强. 天然气锅炉尾部烟气凝结换热数值模拟[D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2019.
ZHANG Qiang. Numerical simulation of flue gas condensation heat transfer in the tail of natural gas boiler [D]. Harbin: Harbin University of Science and Technology, 2019.
- [26] 高 波. 生物质锅炉尾部烟气凝结传热传质特性的数值模拟研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2021.
GAO Bo. Numerical simulation of heat and mass transfer characteristics of condensation in flue boiler gas of biomass boiler [D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2021.

(王治红 编辑)