

660 MW燃煤机组考虑调峰下空预器热-流-固 耦合计算模型优化研究*

李亚君, 穆塔里夫·阿赫迈德[†], 木巴来克·都尕买提

(新疆大学 电气工程学院, 新疆 乌鲁木齐 830017)

摘要: 回转式空预器在锅炉烟气余热回收中具有重要作用, 但其效率易受空气泄漏的影响, 尤其在深度调峰时, 转子热变形引发的径向漏风问题尤为突出. 为此, 本文提出了一种热-流-固耦合计算模型, 考虑转子“蘑菇状”热变形特征, 精确模拟转子热变形引起的漏风行为, 分析了转子热变形对密封间隙和漏风量的影响. 计算结果显示, 在最大连续蒸发量(BMCR)工况下热端漏风量占总漏风量的78.75%, 当预留间隙增大至25 mm时, 漏风量最大可达39.8 kg/s, 漏风率每增加1%, 每年额外消耗2 102.9吨标准煤, 模型预测结果与电厂实际数据吻合. 研究表明, 将热变形影响引入空预器漏风分析中, 可以显著提高模型对不同单元间隙下漏风分布的预测精度. 本研究为回转式空预器密封系统的优化设计提供了理论支持, 提出的方案为提高运行效率和节能降耗提供了切实可行的路径.

关键词: 回转式空气预热器; 多孔介质; 热变形; 径向漏风

DOI: 10.13568/j.cnki.651094.651316.2025.06.21.0001

中图分类号: TK172 **文献标识码:** A **文章编号:** 2096-7675(2025)06-0723-012

引文格式: 李亚君, 穆塔里夫·阿赫迈德, 木巴来克·都尕买提. 660 MW燃煤机组考虑调峰下空预器热-流-固耦合计算模型优化研究[J]. 新疆大学学报(自然科学版中英文), 2025, 42(6): 723-734.

英文引文格式: LI Yajun, MUTALIFU Ahemaide, MUBALAIKE Dugamaiti. Optimisation study of a thermo-fluid-solid coupled computational model for the air preheater of a 660 MW coal-fired unit considering peak-shaving operation[J]. Journal of Xinjiang University(Natural Science Edition in Chinese and English), 2025, 42(6): 723-734.

Optimisation Study of a Thermo-Fluid-Solid Coupled Computational Model for the Air Preheater of a 660 MW Coal-Fired Unit Considering Peak-Shaving Operation

LI Yajun, MUTALIFU Ahemaide, MUBALAIKE Dugamaiti

(School of Electrical Engineering, Xinjiang University, Urumqi Xinjiang 830017, China)

Abstract: The rotary air preheater plays a crucial role in recovering waste heat from the boiler, but its efficiency is significantly affected by air leakage, especially during deep peak-shaving operation, where rotor thermal deformation leads to prominent radial air leakage issues. To address this, a thermo-fluid-solid coupled computational model is proposed, which incorporates the rotor's "mushroom-shaped" thermal deformation characteristics to accurately simulate the leakage behavior induced by thermal deformation. The study primarily analyzes the impact of rotor

* 收稿日期: 2025-06-21

基金项目: 新疆维吾尔自治区高校基本科研业务费科研项目-培育类项目“富氧燃烧锅炉回转式烟气预热器热力特性及漏风研究”(XJEDU2024P024); 新疆维吾尔自治区“天山英才”计划-科技创新领军人才基金资助项目“新疆碳中和能源科学与技术研究”(2022TSYCLJ0001); 新疆维吾尔自治区“天山英才”计划“CO₂咸水层封存岩心润湿性演化与渗流特性研究”(2023TSYC QNTJ0035).

作者简介: 李亚君(1998—), 男, 硕士生, 从事锅炉烟气余热利用技术和空预器节能技术的研究, E-mail: 107552304561@stu.xju.edu.cn.

† 通讯作者: 穆塔里夫·阿赫迈德(1963—), 男, 教授, 硕士生导师, 主要从事机构学、机械强度分析、结构优化设计的研究, E-mail: mtlp@xju.edu.cn.

thermal deformation on the sealing gap and leakage rate. Under boiler maximum continuous rating (BMCR) conditions, the model results show that hot-end leakage accounts for 78.75% of the total leakage. When the reserved clearance is increased to 25 mm, the leakage rate can reach up to 39.8 kg/s. For every 1% increase in leakage rate, an additional 2 102.9 tons of standard coal are consumed annually, and the model's prediction results are consistent with the actual data of the power plant. The study demonstrates that incorporating thermal deformation effects into the analysis of air leakage significantly improves the model's predictive accuracy for leakage distribution under different unit clearances. This research provides theoretical support for optimizing the sealing system design of the rotary air preheater and offers practical solutions for enhancing operational efficiency and reducing energy consumption.

Key words: rotary air preheater; porous medium; thermal deformation; radial air leakage

0 引言

回转式空预器因传热效率高、结构紧凑,广泛应用于工业领域,尤其是中大型燃煤发电机组中,作为锅炉系统的关键热交换设备.该装置通过回收烟气中的余热来预热燃烧空气,显著降低系统热损失,从而提升整体热效率^[1].然而,在实际运行过程中,由于结构设计特点及内部显著的温度梯度,转子易受到热应力作用而发生“蘑菇状”热变形^[2].该变形导致转子与壳体之间的工作间隙相较冷态发生偏移,进而在动静接触区域引发漏风现象.在压力差驱动下,热变形形成的间隙成为气流泄漏通道,不仅降低换热效率,还增加送风机和引风机的能耗^[3].更为严重的是,漏风会引发密封结构磨损、煤耗上升、供电效率下降,并扩大低温腐蚀及硫酸氢铵(ABS)沉积区域,显著影响锅炉系统的经济性与运行安全性^[4-5].

深入研究回转式空预器转子的热变形机制及其引发的间隙漏风行为,对优化设备结构与运行维护策略具有重要意义.然而,由于空预器结构复杂,漏风行为呈现强非线性和多尺度耦合特征,既要考虑固体传热特性和流体换热特性,还要考虑流体流动特性,研究面临较大挑战.在显著压力差作用下,空气泄漏可分为直接漏风与携带漏风,其中直接漏风又可细分为径向、周向和轴向三种形式,这些漏风在多个流体交界面上呈现复杂耦合流动特性,尤其在冷端与热端的连接区域,动态相互作用形成多尺度流动网络.已有研究系统分析了不同类型漏风的性能影响.Heidari-Kaydan等^[6]通过三维数值模拟揭示热端径向漏风对换热性能的不利影响,并经实验验证.Zmrhal等^[7]总结了空预器的压力损失计算方法,并探讨了换热元件几何参数对其影响.Maharaj等^[8]比较了不同负荷与转速下的传热性能,提出了最佳转速区间.李德超等^[9]通过实验与模拟发现,直接漏风受密封间隙、压差、密封片结构参数(折角、数量、间距)等多因素影响,优化设计可有效降低漏风量.Cai等^[10]进一步指出,密封结构、缝隙宽度和入口压力对漏风量有显著影响.木巴来克等^[11]研究表明,径向漏风率上升会促使排烟温度升高,说明漏风对热力系统性能具有重要影响.

尽管现有数值模拟在简化模型下具有良好的稳定性和鲁棒性^[12],但在处理热-流-固耦合问题时仍存在局限,难以动态精确预测变形引发的间隙变化.尤其在高负荷工况下,热端变形剧烈,固定间隙或平均估算方法难以反映真实运行状态.此外,部分研究采用局部通道建模,难以全面表征回转式空预器复杂的多通道流动行为^[13].为解决上述问题,本文采用Fluent与Structure数值模拟方法进行热-流-固耦合建模,通过动态迭代联合求解流场、温度场与结构热变形过程.模型验证结果表明,相较传统方法,该方法在多工况下预测精度更高,空气出口温度的最大相对误差小于3%,结构变形误差小于5.12%,为回转式空预器漏风机理研究及其控制技术提供了可靠理论支撑.

1 研究对象

1.1 物理模型

回转式空预器是一种高效的热交换设备,利用旋转蓄热体回收锅炉尾部烟气的余热^[14].其三维结构如图1所示,烟气通道主要用于将尾部烟气余热通过换热元件的旋转传给空气;二次空气通道为炉膛提供燃烧空气,一次空气通道用于输送干燥煤粉.各流道由径向隔板分隔,空气预热器的旋转使蓄热元件周期性地经历加热与放热过程.在转子旋转过程中,蓄热体首先在烟气侧吸收高温烟气的热量,随后依次进入二次空气侧和一次空气侧,将热量释放给冷空气,实现空气预热.该系统采用烟气与空气之间的逆流换热方式,实现最大化温度梯度并提升热交换效率.而由此产生的温差也不可避免地导致转子热变形,漏风成为影响结构稳定性的主要因素.

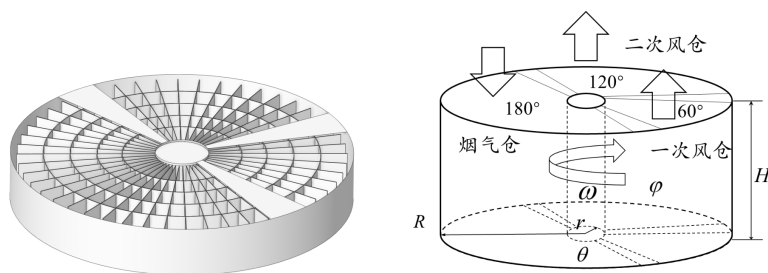


图 1 三分仓回转式空预器物理模型与结构示意图

本文的研究对象是一台660 MW锅炉机组三分仓回转式空预器,3D模型如图1所示.该空预器设计工况参数和传热元件结构设计参数见表1和表2.

表 1 换热器板片的结构设计参数

参数	冷端	热端/中间层
版型	HE	HE2
材料	Corten	Q215-A.F
孔隙率	0.849 0	0.878 9
板片厚度/mm	0.5	0.5

表 2 回转式空预器主要参数

参数	数值	参数	数值
转子直径/mm	15 000	二次风仓名义角度/°	120
中心圆柱直径/mm	2 850	烟气仓名义角度/°	180
分隔板高度/mm	2 550	转子转速/(r·min ⁻¹)	1
热层高度/mm	600	热导率/(W·(m·K) ⁻¹)	50.2
中层高度/mm	1 000	热膨胀系数/°C ⁻¹	1.35×10 ⁻⁵
冷层高度/mm	900	弹性模量/Pa	2×10 ¹¹
密封板角度/°	15	密度/(kg·m ⁻³)	7.9×10 ³
一次风仓名义角度/°	60	泊松比	0.25

1.2 数值模型

1.2.1 流动与换热

空预器转子的变形程度与其内部的温度梯度密切相关,故在模拟转子的热应力和结构变形前,需首先获得蓄热体内部的温度场分布^[15],空预器内的流动与热传递过程是建立温度场的关键.为简化复杂的结构特征,可采用基于多孔介质的双流体模型,将换热元件等效为多孔介质中的固体骨架,烟气与空气则作为充填其中的流体域^[16].在此模型中,可依据结构特性将固体骨架视为各向异性阻力源项,以体现真实的流动阻力分布.在该假设下,系统连续性方程与动量方程可表示为:

$$\nabla \cdot (\rho_f \vec{v}) = 0, \tag{1}$$

$$\rho_f \gamma^{-2} (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\nabla p - \frac{\mu}{K_p} \vec{v}, \tag{2}$$

式中: ρ_f 为流体密度; γ 为孔隙率; μ 为流体动力黏度; K_p 为多孔介质的渗透率; μ/K_p 为达西阻力项,用以反映流体在多孔结构中受到的阻力.

鉴于空预器依靠固体相与流体相之间的温差实现热量传递,在求解多孔介质的能量方程时,应采用局部热非平衡模型.该模型适用于处理如空预器中存在反向流动和强制对流的复杂流场,且流体相、固体相温差较大的情况,在表面传热剧烈的条件下,能够分别准确预测流体相和固体相的温度分布,并为后续的变形计算提供边界条件.多孔介质内部的热质传递过程是耦合的,且流体相与固体相应遵守各自的能量守恒方程,对揭示多孔介质中热传递机理具有重要意义.

流体相能量方程表示为:

$$\nabla \cdot [(1-\gamma)k_s \nabla T_s] + h_{fs} A_{fs} (T_f - T_s) = 0, \quad (3)$$

固体相能量方程表示为:

$$\nabla \cdot [\vec{v}(\rho_f E_f + p)] = \nabla \cdot (\gamma k_f \nabla T_f) + h_{fs} A_{fs} (T_s - T_f), \quad (4)$$

式中: T_f 和 T_s 分别表示流体相和固体相的温度; k_s 和 k_f 分别为固体相与流体相的有效导热系数; h_{fs} 为流-固界面换热系数, A_{fs} 为单位体积内流-固接触面积密度, 二者的乘积表征流体相与固体相之间的界面换热强度。

1.2.2 热应力变形

在获得转子隔板温度分布的基础上, 根据热弹性力学方程求解其应力与应变, 实现温度场与结构力学场的耦合^[17]. 根据材料力学与弹性力学原理, 应力与应变的计算需结合由温度梯度或温度变化引起的热应力与热应变的叠加效应. 应变与位移之间的关系可通过柯西几何方程表示, 而应力与应变之间的本构关系可采用三维应力状态下的广义胡克定律表示, 计算方式如下:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] + \alpha \Delta T, & \gamma_{yz} &= \frac{2(1+\nu)\tau_{yz}}{E}, \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] + \alpha \Delta T, & \gamma_{xz} &= \frac{2(1+\nu)\tau_{xz}}{E}, \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] + \alpha \Delta T, & \gamma_{xy} &= \frac{2(1+\nu)\tau_{xy}}{E}. \end{aligned} \quad (5)$$

采用旋转参考系模型来描述转子的旋转问题, 旋转坐标系用于实心转子旋转, 固定参考系用于流体区域。

1.2.3 径向泄露

直接空气泄露是指高压空气通过密封片与转子之间的间隙进入低压烟气区域的现象. 图2为回转式空预器径向空气泄露的动力学示意图, 展示了在48分仓、扇形板角度为 15° 的设计下, 双重密封配置实现径向密封件的布局. 密封件与转子之间的结构类似迷宫密封, 从而有效防止空气泄露^[18]. 转子旋转时, 将积存于转子内部的空气和烟气带至下一分仓, 这种空气泄露方式通常称为携带漏风^[19], 其计算方式如下:

$$Q = \frac{\Omega}{60V\rho_{\text{avg}}}. \quad (6)$$

根据伯努利方程, 可利用动压力和流道截面积计算空气质量流量. 考虑气体膨胀效应时, 泄露空气质量流量 G 计算方式如下:

$$G = k_{\text{exp}} C_d A_{\text{gap}} \sqrt{\frac{2\rho_f(p_1 - p_2)}{Z}}, \quad (7)$$

式中: G 为泄露空气质量流量; k_{exp} 为膨胀系数; C_d 为孔口系数; A_{gap} 为泄露间隙截面积; p_1 为进气静压; p_2 为烟气出口静压; Z 为密封片数。

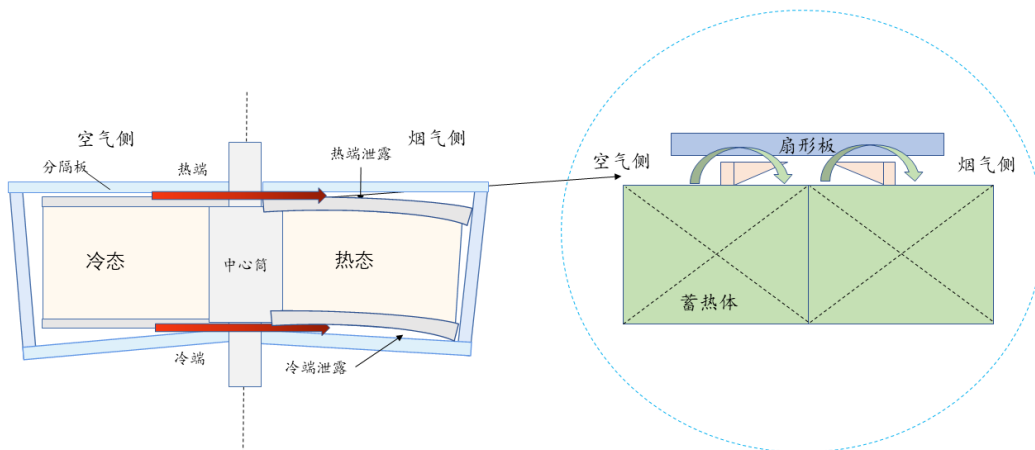


图 2 径向空气泄露动力学示意图

实际操作过程中存在能量损失,故定义孔口系数反映空气通过泄漏间隙时的膨胀效应,将膨胀系数 k_{exp} 值设为0.65^[10].对于黏性和可压缩的理想气体,引入膨胀系数反映空气通过泄漏间隙时发生的膨胀,用于校正假定流动为不可压缩流动时存在的差异.为弥补模型与实际运行工况之间存在的差异,需引入经验修正因子 C_d ,推荐取值范围为1.7~1.8^[20].空预器的效率可通过实际交换能量与最大可转移能量的比率确定^[6,21],在此过程中, N_2 占大部分,且其热容几乎保持不变,故空气和烟气的比热容(C_p)被认为相等. O_2 和 CO_2 的比热容差异很小, $c_{p,\text{air}}$ 与 $c_{p,\text{gas}}$ 之间的差异仅为1.2%,计算方式如下:

$$\eta = \frac{\dot{m}_{\text{air,in}} c_{p,\text{air}} (T_{\text{air,out}} - T_{\text{air,in}})}{\dot{m}_{\text{gas,in}} c_{p,\text{gas}} (T_{\text{gas,in}} - T_{\text{air,in}})} \times \frac{\dot{m}_{\text{air,out}}}{\dot{m}_{\text{air,in}}} \quad (8)$$

1.3 操作条件和边界条件

本研究采用Realizable k - ε 湍流模型,引入湍流涡耗散和流动黏度对流场的影响,从而提升在高剪切速率、回流、分离流等复杂流动区域的模拟准确性.此外,为增强在显著旋转流和压力梯度急剧变化条件下的数值稳定性,采用Coupled压力-速度耦合格式,使该方法更适用于多孔介质旋转流动的求解.模型建立过程中引入以下简化与假设:1)空气预热器转子内部的换热元件被等效处理为多孔介质;2)空气预热器内部仅考虑金属壁的热传导与流体侧的对流换热,忽略辐射传热等其他机制;3)不考虑支撑结构对流动与传热的干扰;4)忽略流体热物性随压力变化所产生的影响.在不同运行工况下,空气预热器的关键边界参数烟气进出口温度与质量流量被作为数值模拟输入,出口则根据空气预热器阻力特性设定为压力边界.多孔介质区设置了合理的孔隙率、黏性阻力系数与惯性阻力系数,以反映流动阻抗特性.三分仓回转式空气预热器各工况参数如表3所示.

表3 三分仓回转式空气预热器不同工况参数

参数	BMCR	TRL	75%THA
进口一次风量/($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	160.15	158.39	132.17
进口二次风量/($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	465.81	443.40	347.69
进口烟气量/($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	739.91	702.16	550.19
进口烟气温度/K	634.00	629.00	609.00
进口一次风温度/K	303.00	303.00	303.00
进口二次风温度/K	296.00	296.00	302.40

2 温度特性及变形模拟

为分析转子的热变形,根据表1中空预器的结构参数,利用Spaceclaim建立转子的热-流-固耦合三维模型.该模型包括一个固体域,含转子中心圆柱和分隔板.利用Ansys meshing对空预器转子内部的计算域进行六面体结构化网格划分.在Ansys的网格模块中,采用六面体主导扫描网格法对实体区域进行网格划分,实现了计算区域的离散化.

如表4所示,发现网格数从961 896变化到1 899 876的过程中,网格数为961 896时,烟气出口、一次风出口和二次风出口温度与设计值的相对误差均小于1.0%,故选用网格数为961 896开展后续工作且验证了该模型的可靠性.将温度、空气质量流量的数值模拟结果与设计值进行比较,最大误差为2.3%.

表4 热力模型网格独立性验证

网格数	烟气出口温度/K	一次风出口温度/K	二次风出口温度/K
564 256	410.52	619.76	630.14
763 500	405.09	618.18	626.59
961 896	400.82	617.94	624.68
1 366 920	400.35	617.89	624.41
1 899 876	400.21	617.73	624.37
2 774 482	400.76	617.70	624.32
设计值	397.00	617.40	603.00

此外,将模拟中直接泄漏的空气质量流量与Cai等^[10]研究结果进行比较.如图3所示,采用Cai等^[10]的方法,径向质量流量的实验数据不确定性为16.6%.在相同间隙条件下,两者的最大偏差出现在10 mm间隙工况下,仿真与实验的差值为9.4%,明显小于实验本身的不确定性范围.仿真结果与实验结果在整体趋势和关键参数的变化上具有较好的吻合性,验证了仿真模型的准确性和可靠性.

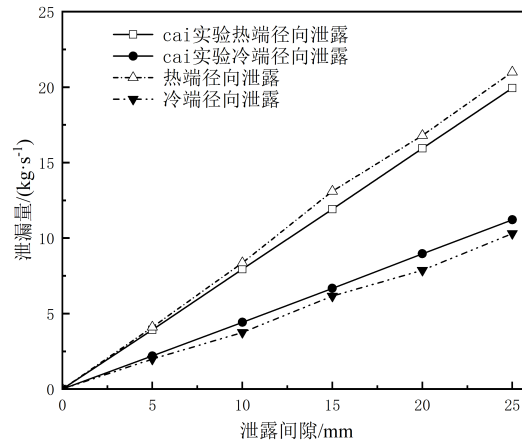


图3 与Cai等^[10]的泄漏质量流量对比

在空预器中,同一位置流体相的局部温度与固体相的局部温度明显不同.如图4所示,特别是在转子的热端和冷端,由于质量和热量的输入与输出,流体相的温度分布有明显的突变^[10,22].但固体相的温度分布变化相对连续,图4(A)、图4(C)分别表示热端和冷端加热表面的温度分布,与流体相温度分布不同,固体相温度在所有方向上均呈现连续变化,且受密封区域的影响较小.沿着轴向方向,在加热表面上存在相当大的温度梯度.

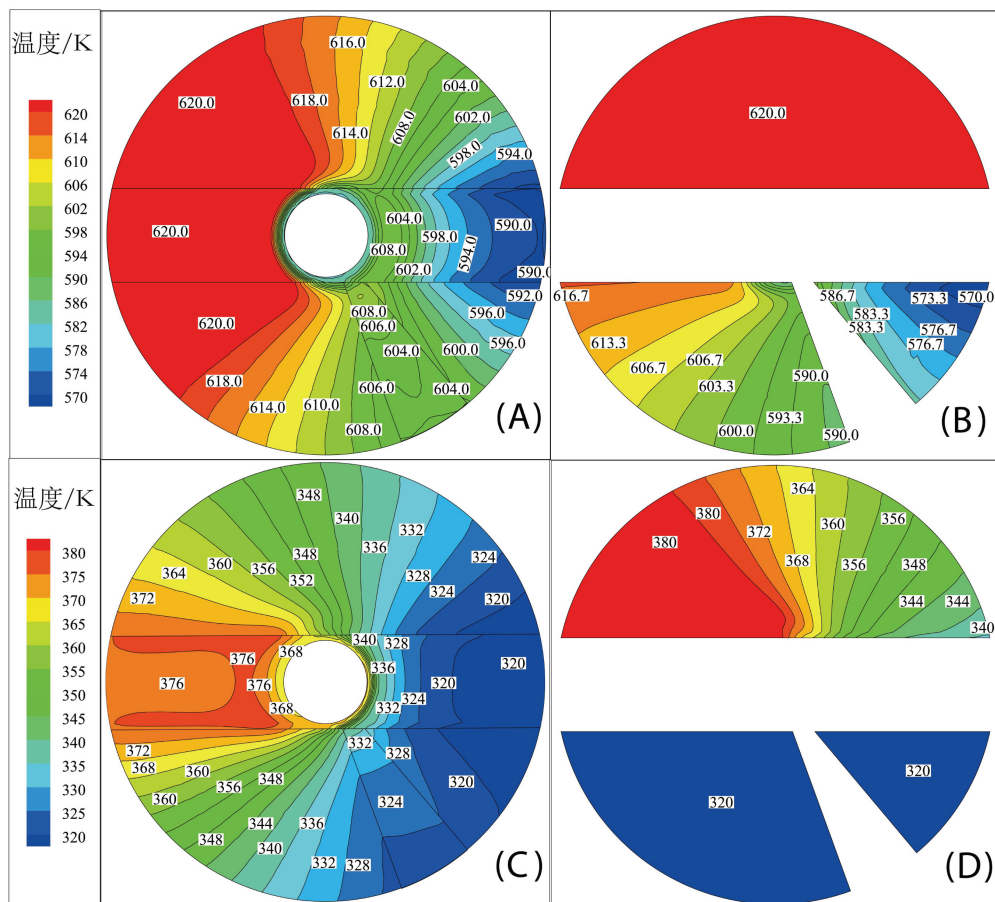


图4 空预器温度分布(A)热端固体相温度(B)热端流体相温度(C)冷端固体相温度(D)冷端流体相温度

高温烟气向下流动,与金属受热面进行对流换热,使传热元件的温度在流动方向上逐渐降低.与此同时,金属蓄热元件随转子旋转,吸收热量,温度逐步升高.由图4可知,金属加热面温度先升高后降低,这是由于烟气侧吸热后,又向二次风侧和一次风侧放热^[23].转子释放热量后温度下降,直至最低点,再次进入烟气段重新升温.在一次风侧冷端,温度波动比二次风侧更显著.这是由于转子先经过二次风段,热端温差较大,促进充分换热.随着旋转,烟气段温度逐渐升高,空气段温度下降,反映了持续热量交换过程.部分研究将温度简化为轴向线性分布,忽略旋转影响,易导致变形误差.考虑图5所示的换热特性,非平衡热模型能更合理地反映流-固间热传递^[24].

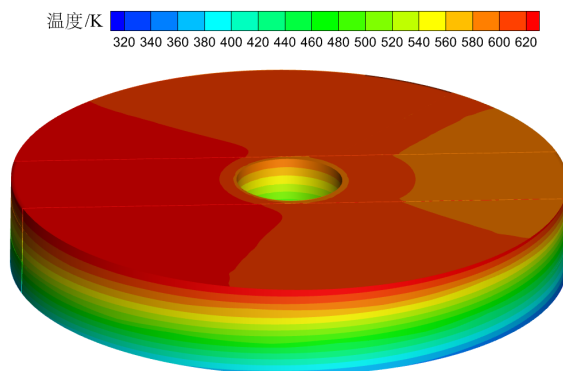


图5 空预器在BMCR工况下的三维温度分布

换热元件表面积灰形成的重量荷载按转子格仓的环形流通截面平均分布,按换热元件模块的重量荷载乘以系数简化,烟气侧和空气侧的流动阻力会在转子上形成翻转力矩,该力矩以转子质量重心为作用点进行加载,烟气侧和空气侧因流向相反,其翻转力矩的方向也相反^[25].基于Fluent-Structure耦合仿真模型,对不同工况下的转子热变形开展数值模拟.通过烟气进出口速度和温度等相关参数,计算隔板变形量,进而得到径向漏风量,并结合预留间隙参数,评估漏风量的变化趋势.

3 结果分析

如图6所示,在空预器运行过程中,转子径向分隔板整体呈现向下变形趋势.为突出变形特征,图中变形量按实际的32倍放大,使各分隔板的垂直位移清晰可见.受转子旋转引起的温度分布影响,不同位置的分隔板热变形不完全一致,且表现出明显的周向不对称性.轴向的变形用于表征热变形程度,其中负值表示向上膨胀、正值表示向下下垂.

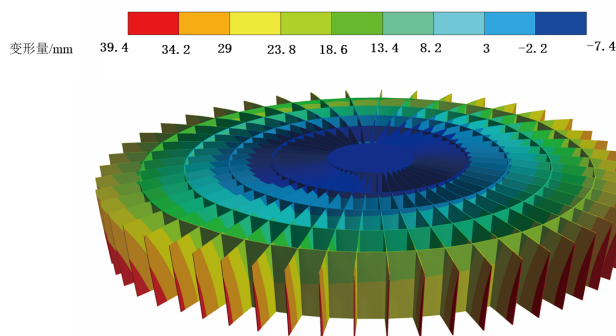


图6 空预器中转子的垂直热变形分布

转子中心筒在热端出现向上膨胀,轴向变形为-7.4 mm;远离中心筒区域则表现为下垂变形,且变形幅度随距离中心轴线的增加而增大.冷端的轴向变形普遍大于热端,热端外缘平均变形为+31.3 mm,冷端外缘为+38.9 mm.图6展示了BMCR工况下,不同旋转角度对应的热端与冷端分隔板外缘轴向热变形变化趋势.变形从烟气-二次风交界处开始随旋转逐渐增强,并在接近一次风-烟气交界处达到最大,之后进入烟气段时变形减小,这一规律与转子旋转顺序密切相关.在旋转过程中,热端与冷端的温差持续累积,在接近烟气段前达到最大,进而

引起最大热变形. 图6还展示了下分隔板的轴向热变形等值线分布, 变形沿径向逐渐增加, 最大值出现在外缘位置, 其中冷端和热端的最大轴向变形分别为+39.4 mm和+31.5 mm.

图7展示了三种工况下空气-烟气过渡界面热端和冷端处扇形板的变形曲线. 结果表明, 随着负荷的增加, 空气预热器转子的热变形变得更加明显. 热端径向到密封片各分段点的安装预留间隙值应按图7设置, 转子变形下沉量与中心筒热膨胀等值的位置点(位移零点)距离转子中心约为2 000 mm. 在2 000 mm附近变形几乎为零. 当 $L < 2\ 000$ mm时, 由于中心筒的膨胀, 轴向变形为正; 而在 $L > 2\ 000$ mm处, 分隔板发生向下变形. 需要注意的是, 通过将膨胀死点设置在转子中心筒冷端内缘处, 对模型进行简化. 由于转子冷端有固定支撑, 故在不同载荷下, 该位置的轴向变形值始终为零. 假设热端冷态时平均预留间隙为10 mm, 冷端冷态时最外层预留间隙为42 mm, 并模拟不同工况及不同预留间隙的转子热变形. 与以往研究将预留间隙视为恒定值的处理方式不同, 本研究充分考虑了沿转子径向预留间隙的变化特性, 使模拟结果更贴近实际运行. 该方法有助于进一步优化设计、保证空气预热器的安全运行.

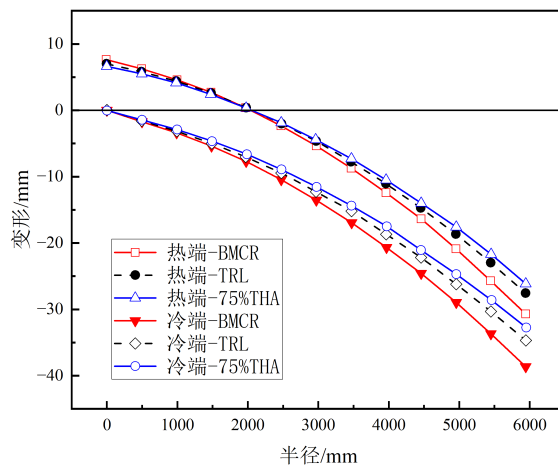


图7 不同工况下转子热端和冷端沿径向变形分布

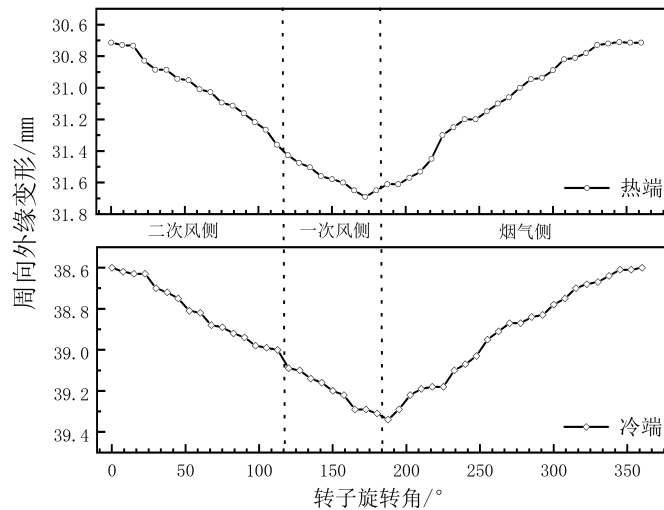


图8 BMCR工况下转子分隔板外缘的热变形

图8为BMCR工况下分隔板冷热端外缘热变形随转子转角的变化情况. 从烟气到一次风侧过渡界面开始, 随着转子的旋转, 冷热分隔板的轴向变形逐渐变得显著. 但当转子向烟气侧旋转时, 轴向变形逐渐减小, 这是由于在这个位置, 冷热端温差相对较小. 如图6和图8所示, 在冷态间隙调整过程中, 需预留足够的热态膨胀间隙, 避免运行中发生摩擦. 由于转子中心筒在受热后向上膨胀, 转子结构整体从中心向外逐渐下垂, 特别是在热端固定条件下, 易形成渐扩曲边三角形的漏风区域^[11]. 在机组启动初期的低负荷工况下, 空气预热器的“蘑菇状”变形区域在热端径向产生, 斜边逐渐扩大. 随机组运行负荷进一步增加, 转子外缘下垂变形增大, 导致热端上部三角形漏风区域面积相应增大, 同时由于冷端预留间隙的存在, 冷端漏风间隙随锅炉负荷的增加而减小.

在相同工况下,转子热变形引起的热端漏风间隙始终大于冷端,这种分布特征在满负荷工况下尤为明显.随着负荷的增加,热端漏风面积持续扩大,冷端漏风区域则逐渐缩小.如图9所示,一次风侧的漏风量显著高于其他径向位置,主要是由于较高的压差拉大了各区域之间的漏风差异.故在采取径向密封结构优化、转子姿态调整以及扇形板角度匹配等措施时,需充分考虑各仓室位置的漏风分布差异.图10展示了在不同发电负荷下,热端与冷端的径向漏风量变化趋势.随着负荷增加,热端漏风量上升,冷端漏风量下降,热端径向漏风占总径向漏风的比例由68.64%增加至78.75%,验证了热端漏风在总体漏风中占重要比重,热端漏风间隙普遍大于冷端,故在相同负载条件下,热端漏风量始终大于冷端.此外,热端径向漏风会导致部分已被烟气加热的空气直接逸出,造成更多热量损失.相比之下,冷端漏风对传热性能的影响相对较小,故控制热端漏风对提升空预器整体热效率具有关键意义.图11展示了BMCR工况下不同预留间隙尺寸对径向泄漏量和锅炉效率的影响.在相同发电负荷下,漏风量随着预留间隙的等距增量而近似线性增加.

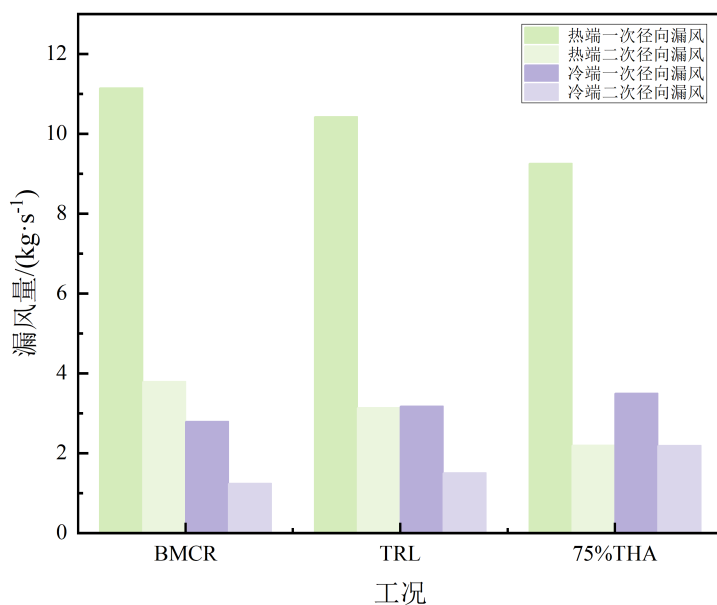


图 9 一、二次风侧径向漏风量

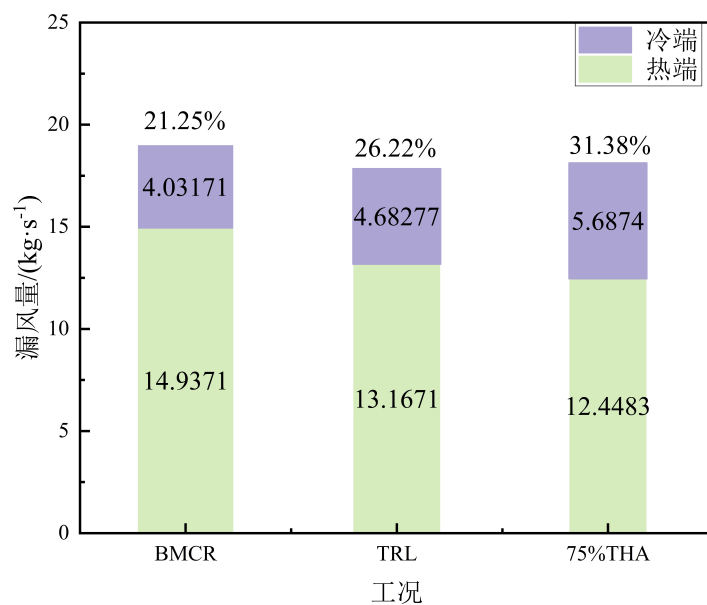


图 10 冷热端漏风量变化趋势

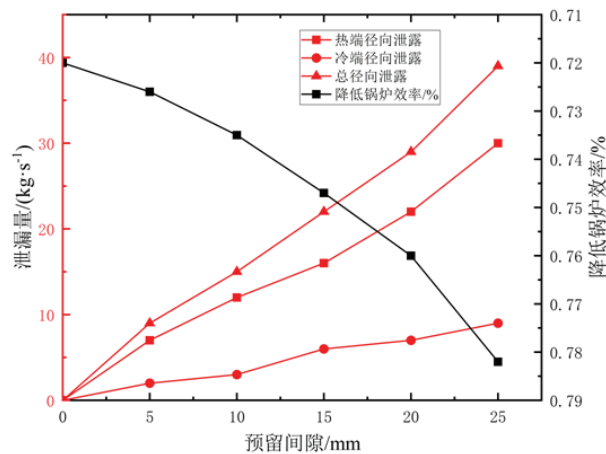


图 11 预留间隙对泄漏量和锅炉效率的影响

由电厂提供的设计数据可知,在未发生漏风时,空预器热效率为86.88%,干烟气热损失率为3.88%,锅炉效率为92.68%。三分仓回转式空预器在不同漏风率下热损失结果及其损失耗煤量见表5。

表 5 空预器在不同预留间隙下的热损失

预留间隙/mm	漏风率/%	干烟气热损失/%	每年多消耗标准煤/吨
0	0	3.88	1 351.8
5	1.14	3.93	2 102.9
10	2.32	3.98	4 411.5
15	3.60	4.04	7 058.2
20	4.75	4.08	9 883.7
25	6.15	4.15	12 823.4

空预器漏风率每增加1%,每小时多损耗0.546 7吨标准煤。每年多消耗2 102.9吨标准煤,每年多损失约163.61万元(按煤价778元/吨)。目前,电厂采用的大多数空预器密封装置在成本效益和可靠性方面都难以有效解决非线性变形。大多数密封装置随着时间的推移,密封效率会下降或失效,对空预器的长期稳定性和可靠运行产生不利影响。

4 结论

在空预器的冷态结构安装与调整过程中,必须充分考虑转子的热变形特性,尽可能减小运行间隙。首先,应重点控制其热态运行时的径向间隙,同时优化扇形板与径向密封件的结构设计,以适应不同运行工况。其次,构建耐用且高效的密封系统对精准调整因热膨胀与变形而产生的间隙至关重要。此外,对于转子冷端,应结合实际运行情况精确计算其避免摩擦所需的径向安装间隙,并进一步优化冷端扇形板和径向密封件的设计,确保精密配合。本文以660 MW燃煤电厂锅炉中的三分仓回转式空预器为研究对象,获得了BMCR工况下空预器转子在多个位置的三维热变形分布,并建立了径向泄漏的数学模型,获得了不同位置的漏风情况。主要结论如下:

1) 空预器在不同转子旋转角度下,转子冷热端的径向分段板上热变形分布呈现明显的周向不对称性。特别是在烟气向二次风、烟气向主空气的过渡区域,轴向变形先增大后减小。在BMCR工况下,转子热端外缘的平均热变形为+31.3 mm,冷端外缘为+38.9 mm。每个径向分段板的最大轴向变形分别出现在冷端外缘+39.4 mm和热端外缘+31.5 mm。

2) 受转子热变形影响,热端一次风侧的漏风面积略大于二次风侧,且一次风侧压差较高,所以其漏风量显著高于其他区域,且热端漏风对空预器影响更大,故在该区域应重点减小预留间隙。在优化密封件与扇形板时,应充分考虑各气室间漏风量的差异,通过调整扇形板的角度并根据热端一次风侧高压特性(压差可达2~3 kPa),将夹角微调至3°以内,降低气流对密封间隙的直接冲击。

3) 尽管工况变化导致的变形会影响漏风量,但预留间隙的调整所产生的影响更为显著.特别是当预留间隙增加时,热端漏风所占比例明显上升.然而,由于热端漏风对空预器热效率的影响相对较大,故应在避免结构碰撞和摩擦的前提下,尽量减小预留间隙,以兼顾安全裕度与密封效率,为后续结构优化设计与运行调控提供理论依据.

参考文献:

- [1] 张磊, 聂鹏, 刘文娟, 等. 复合式波纹板传热与阻力特性单吹瞬态实验研究[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(22): 6675-6680+6780.
ZHANG L, NIE P, LIU W J, et al. Single-blow transient test on the thermal-hydraulic performance of the composite corrugated plate[J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(22): 6675-6680+6780. (in Chinese)
- [2] 木巴来克·都尕买提, 衣宝葵, 刘永阳, 等. 空气预热器转子隔板热变形数值模拟[J]. 热能动力工程, 2022, 37(7): 102-110.
MUBALAIKE D, YI B K, LIU Y Y, et al. Numerical simulation of thermal deformation of air preheater rotor diaphragm[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(7): 102-110. (in Chinese)
- [3] 苏胜. 气体燃料再燃降低氮氧化物排放的实验研究与数值模拟[D]. 武汉: 华中科技大学, 2007.
SU S. The experimental study and numerical simulation of nitrogen oxides reduction by gaseous fuel reburning[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2007. (in Chinese)
- [4] 张经伟, 刘永阳, 刘东, 等. 垂直壁面上含SO₂气体的锅炉烟气的低温冷凝特性[J]. 化工学报, 2021, 72(S1): 475-481.
ZHANG J W, LIU Y Y, LIU D, et al. Condensation performance of low temperature boiler flue gas containing SO₂ on vertical wall[J]. CIESC Journal, 2021, 72(S1): 475-481. (in Chinese)
- [5] 木巴来克·都尕买提, 王刚, 王琪, 等. 四分仓回转式空气预热器热力特性及漏风数值模拟[J]. 热力发电, 2023, 52(12): 147-156.
MUBALAIKE D, WANG G, WANG Q, et al. Thermal characteristics and air leakage numerical simulation of four-compartment rotary air preheater[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(12): 147-156. (in Chinese)
- [6] HEIDARI-KAYDAN A, HAJIDAVALLOO E. Three-dimensional simulation of rotary air preheater in steam power plant[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 73(1): 399-407.
- [7] ZMRHAL V, KUCERA M. The effect of leakage on pressure loss of rotary regenerative heat exchangers[J]. International Journal of Refrigeration, 2023, 154: 364-377.
- [8] MAHARAJ A, SCHMITZ W, NAIDOO R, et al. A numerical study of air preheater leakage[J]. Energy, 2015, 92: 87-99.
- [9] 李德超, 朱骅, 王利民, 等. 回转式空气预热器直接漏风的实验和数值研究[J]. 工程热物理学报, 2020, 41(6): 1325-1331.
LI D C, ZHU H, WANG L M, et al. Experimental and numerical study on direct leakage of rotary air preheater[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2020, 41(6): 1325-1331. (in Chinese)
- [10] CAI M, HUI S E, WANG X, et al. A study on the direct leakage of rotary air preheater with multiple seals[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 59(1/2): 576-586.
- [11] 木巴来克·都尕买提, 美合日阿依·穆太力普, 胡丽娜, 等. 三分仓回转式空气预热器径向漏风对锅炉效率影响的研究及评估[J]. 发电设备, 2023, 37(6): 348-356.
MUBALAIKE D, MEIHERIAYI M, HU L N, et al. Research and evaluation on the influence of radial air leakage of tri-sector rotary air preheater on boiler efficiency[J]. Power Equipment, 2023, 37(6): 348-356. (in Chinese)
- [12] 王宏武, 刘欢, 杨荣祖, 等. 基于XR修正的回转式空气预热器换热效率计算方法[J]. 热能动力工程, 2024, 39(3): 92-99.
WANG H W, LIU H, YANG R Z, et al. Calculation method of heat exchange efficiency of rotary air preheater based on XR correction[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(3): 92-99. (in Chinese)
- [13] ZHU H, LI D, PU H, et al. Experimental and numerical investigations on the local direct leakage process of rotary regenerative air preheater[J]. Applied Sciences, 2020, 10(4): 1-14.
- [14] 李帅, 李贵鹏, 鲁希振. 1 000 MW二次再热机组烟气余热深度利用技术[J]. 洁净煤技术, 2023, 29(S2): 352-359.
LI S, LI G P, LU X Z. Deep utilization technology of flue gas residual heat for a 1 000 MW double-reheat unit[J]. Clean Coal Technology, 2023, 29(S2): 352-359. (in Chinese)
- [15] DALLAIRE J, GOSSELIN L, DA-SILVA A K. Conceptual optimization of a rotary heat exchanger with a porous core[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2010, 49(2): 454-462.
- [16] BU Y, WANG L, ZHU H, et al. Numerical analysis of the coupling between heat transfer and deformation in rotary air preheater[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021, 165: 1-12.

- [17] 王庆峰, 何立东. 基于ANSYS的回转式空气预热器接触式柔性密封疲劳寿命分析[J]. 热力发电, 2010, 39(1): 32-35.
WANG Q F, HE L D. Analysis of fatigue life for contacting-type flexible seal on rotary air preheater based on ANSYS[J]. Thermal Power Generation, 2010, 39(1): 32-35. (in Chinese)
- [18] 张启. 回转式空气预热器温度场数值计算及漏风研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2009.
ZHANG Q. Numerical calculation of air preheater and study on air leakage[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2009. (in Chinese)
- [19] 冷伟, 陈道轮, 张志伦. 基于解析方法的回转式空气预热器换热计算[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(3): 141-146.
LENG W, CHEN D L, ZHANG Z L. Heat exchange calculation of a regenerative air heater with analytical method[J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(3): 141-146. (in Chinese)
- [20] ZENG M, DU L X, LIAO D, et al. Investigation on pressure drop and heat transfer performances of plate-fin iron air preheater unit with experimental and Genetic Algorithm methods[J]. Applied Energy, 2012, 92: 725-732.
- [21] JEDLIKOWSKI A, SKRZYCKI M, KANAŚ P, et al. The effect of internal leakage of air streams on effectiveness of the fixed-bed regenerator for fast switching cycle of its operation: Experimental and numerical results[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2023, 200: 123506.
- [22] CHUNG H J, LEE J S, BAEK C, et al. Numerical analysis of the performance characteristics and optimal design of a plastic rotary regenerator considering leakage and adsorption[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 109: 227-237.
- [23] PADHI M R, GHOSE P. Performance prediction of a model rotary air preheater through porous media approach[J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2023, 15(7): 1-12.
- [24] 刘帅. 空预器吹灰模拟和硫酸氢铵积灰剥落特性研究[D]. 南京: 东南大学, 2023.
LIU S. Simulation of air preheater soot blowing and flaking characteristics of ammonium bisulfate ash accumulation[D]. Nanjing: Southeast University, 2023. (in Chinese)
- [25] 黄雪飞, 王筱箴, 潘正权, 等. 一种改进的回转式空气预热器转子热变形数值模拟分析方法[J]. 西部特种设备, 2021, 4(5): 67-71.
HUANG X F, WANG X Z, PAN Z Q, et al. Theory of high efficiency and clean combustion in dual-fluidized bed boiler (DFBB)[J]. Western Special Equipment, 2021, 4(5): 67-71. (in Chinese)

责任编辑: 刘 敏