

转速对三分仓回转式空气预热器热力性能的影响

陈 珣, 段学农, 杨 益, 王敦敦

(国网湖南省电力公司电力科学研究院, 湖南 长沙 410007)

摘 要: 基于有限差分法, 将三分仓回转式空气预热器沿旋转方向周向展开, 在蓄热元件单元和流体之间划分网格, 通过建立每一有限单元内流体和蓄热单元间热平衡方程, 利用改良的高斯塞德尔迭代方法计算得到蓄热元件的流体温度场分布。以某 600 MW 机组三分仓回转式空气预热器为例, 详细分析了转速变化时, 流体和金属温度场分布、ABS(硫酸氢铵)沉积区域等的变化趋势和规律。研究结果显示: (1) 蓄热元件温度随转动角度分布的非线性特征, 随转速降低而增加, 可以用非稳定换热影响因子 Π 表征, 各个分仓的 Π 值不同; (2) 不同转速下, 蓄热元件温度分布曲线, 在加热和冷却周期内, 各存在一个相对稳定的平衡位置; (3) 三分仓空气预热器出口一次风、二次风平均温度随转速的变化趋势, 与转子旋向和各空气分仓角度有关。

关键词: 三分仓回转式空气预热器; 转速; 热力性能; 有限差分法; 硫酸氢铵; 非稳定换热

中图分类号: TK284.1 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.06.014

引 言

电站锅炉回转式空气预热器属于蓄热式换热器, 填充的蓄热元件作为热量传递的载体, 在烟气、空气通道中周期性的循环吸热和放热。转速是回转式空气预热器的重要参数, 通常在 1~4 r/min 之间, 一般根据转子回转直径来确定, 直接对三分仓回转式空气预热器的换热性能产生影响。

许多学者就回转蓄热式换热器的传热计算开展了系统研究, 为本研究的工作建立了理论基础。Kays 和 London(1998) 采用图表形式^[1], 说明了有效度与传热单元数 (NTU), C_r/C_{\min} 和 C_{\min}/C_{\max} 等无量纲参数的函数关系, 发现当转子转速大于一定值后, 有效度趋于一个常数; Skiepó(1989) 用偏微分方程组描述了回转蓄热式换热器中的能量传递过程^[2], 并对影响流体和蓄热元件温度场分布的因素进行了研究; Chung-Hsiung Li(1983) 考虑了蓄热元

件壁面沿流体流动方向上的导热^[3], 以及物性参数 (比热、密度、传热系数和热导率等) 为温度的函数, 利用有限差分法, 得到了二分仓空气预热器流体和金属温度分布。

关于转速对回转蓄热式换热器热力性能的影响, 许多学者开展了相关研究。汪军等从获得最大热经济收益的角度^[4], 对二分仓回转式空气预热器变速优化运行进行了探讨; 冷伟等就变转速运行对非稳定换热的影响系数进行了分析^[5]; O. Buyukalaca 等得到了转速接近零情况下^[6], 换热器有效度的修正因子, 并通过模型试验进行了验证; Sandira Eljšan 等发现存在一个最佳转速^[7], 使空气预热器的传热量最大。

上述研究大都基于二分仓空气预热器, 主要关注有效度性能参数, 对于转速变化时, 蓄热元件和流体温度场的分布规律, 以及与 ABS 沉积的关联, 还未见诸公开报道。本研究基于有限差分法, 以某 600 MW 机组三分仓回转式空气预热器为例, 详细说明了转速变化时, 有效度性能参数、流体和金属温度场分布、ABS 沉积区域的变化趋势和规律, 为空气预热器转速优化调节提供了依据。

1 计算模型与计算方法

1.1 计算网格划分

在空气预热器的一个元件层内, 沿流体流动方向划分为一定数量的单元层, 用 i 表示, 沿流动方向编号; 沿回转方向每个仓中划分为一定数量的单元列, 用 j 表示, 沿转子转向编号。空气预热器蓄热元件物理模型网格划分如图 1 所示。

1.2 传热模型方程

假设蓄热体单元在空间上固定, 则每个蓄热体单元可看做是烟气流和金属流组成的十字交叉流换热器。对每个单元体, 流体进出的焓差和向金属的对流放热量相等。

收稿日期: 2015-08-21; 修订日期: 2015-11-06

作者简介: 陈 珣(1983-), 男, 湖北襄阳人, 国网湖南省电力公司电力科学研究院工程师。

$$\dot{m}_g f_j c_{p,ij} (t_{i-1/2,j} - t_{i+1/2,j}) = h_{i,j} A f_j \left(\frac{t_{i-1/2,j} + t_{i+1/2,j}}{2} - \frac{T_{i,j-1/2} + T_{i,j+1/2}}{2} \right) \quad (1)$$

式中: \dot{m}_g —空气预热器各分仓的流体介质流量, kg/s; $c_{p,ij}$ —烟气或空气的质量比定压热容, J/(kg·K); f_j —各层蓄热元件沿烟气、空气等流体流动方向划分的单元层份额; f_j —各分仓沿转子转动方向划分的单元列份额; t —烟气、空气等流体温度, °C; T —蓄热元件温度, °C。

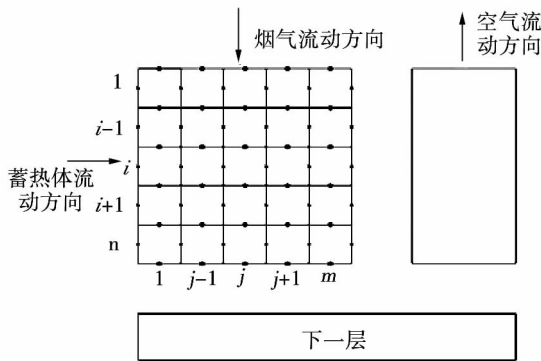


图 1 空气预热器温度场计算网格划分
Fig. 1 Mesh generation for calculation of temperature field

$$A = A_{fr} \cdot L \cdot \gamma \quad (2)$$

式中: A —某分仓同一层内蓄热元件的总换热面积, m^2 ; A_{fr} —该分仓的横截面面积, m^2 ; L —蓄热元件高度, m ; γ —蓄热元件的面积密度, m^2/m^3 。

$$h_{i,j} = \frac{j_{H,ij} c_{p,ij} \dot{m}_g}{Pr_{ij}^{2/3} A_{fr} \sigma} \quad (3)$$

式中: $h_{i,j}$ —单元体内壁面与流体间的对流换热系数; σ —蓄热元件的空隙率。

$$j_{H,ij} = k_a \cdot a' \cdot Re_{ij}^{b'} \quad (4)$$

式中: $j_{H,ij}$ —所划分单元的科尔伯恩传热因子; a' 和 b' —通过实验室试验得到的拟合系数; k_a —修正系数。

在单元体中,蓄热元件通过对流吸收或放出的热量,加上通过导热吸收和放出的热量,等于蓄热体单元自身得到或失去的热量,热平衡关系式如下:

$$\frac{\dot{m}_g f_j c_{p,ij} (t_{i-1/2,j} - t_{i+1/2,j})}{2} + \frac{k_w A_{fr} (1 - \sigma) f_j}{(f_{i-1} + f_{i+1}) L} \left(\frac{T_{i-1,j-1/2} + T_{i-1,j+1/2}}{2} - \frac{T_{i,j-1/2} + T_{i,j+1/2}}{2} \right) - \frac{k_w A_{fr} (1 - \sigma) f_j}{(f_{i-1} + f_{i+1}) L} \left(\frac{T_{i,j-1/2} + T_{i,j+1/2}}{2} - \right.$$

$$\left. \frac{T_{i+1,j-1/2} + T_{i+1,j+1/2}}{2} \right) = f_i \dot{M} c_{w,ij} (T_{i,j+1/2} - T_{i,j-1/2}) \quad (5)$$

式中, \dot{M} —蓄热元件金属质量流率, kg/s。由下式求得:

$$\dot{M} = A_{fr} L (1 - \sigma) \rho_w n / 60 = G \cdot n / 60 \quad (6)$$

式中: n —空气预热器转速, r/min ; ρ_w —空气预热器各层蓄热元件金属密度, kg/m^3 ; G —空气预热器各层蓄热元件质量, kg ; k_w —空气预热器金属蓄热元件的导热系数, $W/(m \cdot K)$; $c_{w,ij}$ —单元体内金属蓄热元件的比热容, $J/(kg \cdot K)$ 。

1.3 数值计算方法

为了计算温度分布,需要将求解区域和方程离散化,然后联立得到的离散方程进行求解,即可得到全部网格节点上的流体和蓄热元件温度。详细数值计算方法参见文献[8]所述。

2 计算实例和分析讨论

2.1 某 600 MW 机组空气预热器结构和性能设计参数

某电厂 600 MW 机组锅炉配置 2 台三分仓回转式空气预热器,型号为 LAP 13494/2550,蓄热元件总高为 2 550 mm,分 3 层布置,热端和中温段为 0.6 mm 厚低碳钢蓄热元件,冷端为脱碳钢搪瓷蓄热元件,具体结构参数如表 1 所示,锅炉额定工况 (ECR 工况) 下设计性能参数如表 2 所示。由于热端、中温段蓄热元件板型和材质相同,本研究计算和讨论中将其合并考虑。

2.2 空气预热器蓄热元件温度分布

不同转速 n 下,空气预热器蓄热元件温度场分布如图 2 所示。可以看出,转速越低,同层蓄热元件在转子转动方向上的温度变化幅值越大。此外,蓄热元件温度分布在流体流动方向和转子转动方向上都是呈非线性的,转速越低,温度分布的非线性越显著。

相同转速 n 下,冷端蓄热元件的温度变化幅值要小于热端蓄热元件,这主要是因为,两者的结构和热物性参数不同,冷端蓄热元件的热容率要高于热端元件。一般来说,希望蓄热元件温度的振幅减小,但受到制造成本、换热效果等因素制约。为使得空气预热器能够适应机组负荷、进口烟风温度、流量等参数的波动,避免积灰腐蚀的发生,合理选择热端、冷端蓄热元件的材质、波形和分层比例,以及合适的排烟温度、有效度等性能指标,就显得尤为重要了。

表 1 某 600 MW 机组空气预热器结构设计参数

Tab.1 Structural design parameters of an air preheater for 600 MW unit

项目	数值	
	热端	冷端
转子直径/mm	13 494	
中心筒直径/mm	2 806	
转子转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$	0.99	
转子旋转方向	烟气/二次风/一次风	
一次风分仓名义角度/ $(^\circ)$	50	
二次风分仓名义角度/ $(^\circ)$	130	
烟气/一次风密封区角度/ $(^\circ)$	22.50	
烟气/二次风密封区角度/ $(^\circ)$	22.50	
一次风/二次风密封区角度/ $(^\circ)$	22.50	
蓄热元件材质	低碳钢	脱碳钢镀搪瓷
蓄热元件板型	DU	DU3E
蓄热元件厚度/mm	0.60	1.05
蓄热元件高度/mm	1600	950
蓄热元件质量/kg	200 700	180 000
蓄热元件空隙率	0.88	0.83
蓄热元件面积(双面)/ m^2	80 024	40 962
蓄热元件面积密度(双面)/ $\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$	386.17	332.92
蓄热元件当量直径/mm	9.20	9.90
有效流通截面积/ m^2	129.52	129.52
实际流通面积/ m^2	114.51	106.88

表 2 某 600 MW 机组空气预热器性能设计参数(ECR 工况)

Tab.2 Performance design parameters of an air preheater for 600 MW unit (ECR condition)

项目	数值
进口烟气流/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	2 449 000
进口一次风量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	365 059
进口二次风量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	174 9438
旁路风量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	101 807
出口烟气流/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	2 565 573
出口一次风量(含旁路)/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	392 930
出口二次风量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	1 706 800
二次风再循环量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	0
进口烟温/ $^\circ\text{C}$	397
进口一次风温/ $^\circ\text{C}$	30
进口二次风温/ $^\circ\text{C}$	25
出口一次风温/ $^\circ\text{C}$	359
出口二次风温/ $^\circ\text{C}$	369
一次风混合风温/ $^\circ\text{C}$	276
未修正排烟温度/ $^\circ\text{C}$	135
修正后排烟温度/ $^\circ\text{C}$	130
总漏风率/ $\%$	4.76
一次风漏风率/ $\%$	20.25

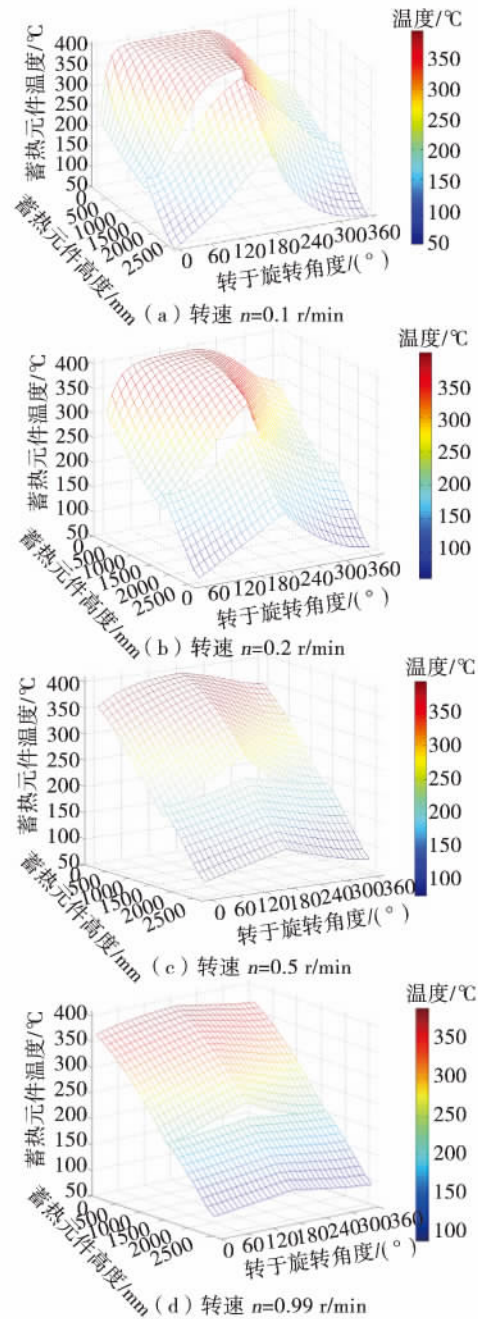


图 2 空气预热器蓄热元件温度分布 ($0^\circ \sim 180^\circ$ 为烟气仓, $180^\circ \sim 360^\circ$ 为空气仓)

Fig.2 Matrix temperature distribution in the air preheater($0^\circ \sim 180^\circ/180^\circ \sim 360^\circ$ corresponding to gas/air sector)

空气预热器热端和冷端的轴向平均金属温度随旋转角度的变化如图 3 所示。由于蓄热元件温度随旋转角度的变化是非线性的,而且在烟气仓和空气仓的变化规律不同。回转式空气预热器的非稳态换

热影响,通常用非稳定换热影响因子 Π 表示,表征由于蓄热元件在加热(烟气侧)和冷却(空气侧)周期中的平均壁温不相等,而使传热量减少的程度。在蓄热元件加热和冷却周期内的温度随旋转角度线性变化的理想情况下,两者的平均壁温才会相等,否则,加热周期的平均壁温总高于冷却周期,从而使传热温差减小,换热量降低。

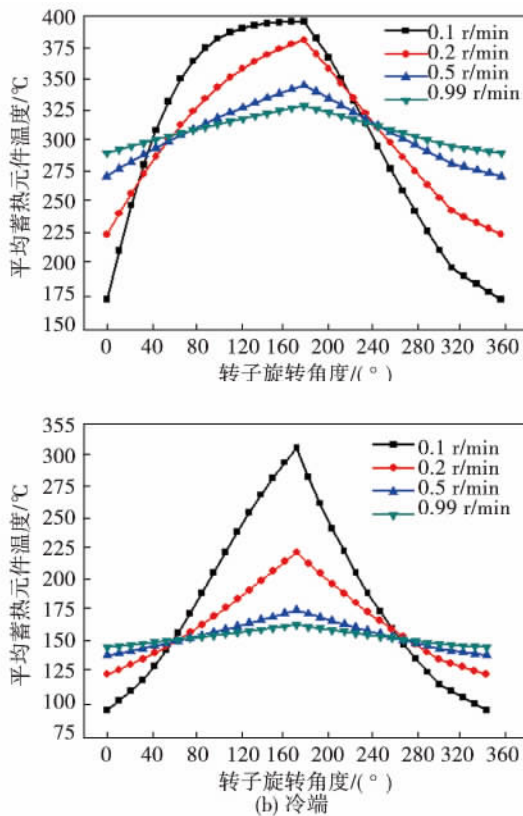


图3 空气预热器蓄热元件平均温度随转子旋转角度变化(0° ~ 180°为烟气仓, 180° ~ 360°为空气仓)

Fig. 3 Average matrix temperature variation with rotor rotational angle(0° ~ 180°/180° ~ 360° corresponding to gas/air sector)

将数值有限差分方法得到的蓄热元件沿旋转角度变化的温度平均值,与按线性变化假设得到的温度平均值相比较,即可得到其对传热温差的影响,计算得到非稳定换热影响因子 Π 。

不考虑非稳定换热影响,蓄热元件与流体间的平均传热温差为:

$$\Delta t_0 = (\overline{t_{f,i}} + \overline{t_{f,o}}) / 2 - [t_m(\beta_{max}) + t_m(0)] / 2 \tag{7}$$

考虑非稳定换热影响,蓄热元件与流体间的平均传热温差为:

$$\Delta t = (\overline{t_{f,i}} + \overline{t_{f,o}}) / 2 - \overline{t_m(\beta)} \tag{8}$$

非稳定换热影响因子 Π 可定义为:

$$\Pi = \Delta t / \Delta t_0 \tag{9}$$

由图4可知,三分仓空气预热器中,各分仓的 Π 值不同, Π 值越小,非稳定换热的影响越显著,烟气分仓的 Π 值小于空气分仓,空气分仓中,二次风分仓的 Π 值小于一次风分仓。非稳定换热影响因子 Π 随转速 n 呈非线性变化,对于烟气分仓尤为显著,额定转速附近, Π 值变化不大,当转速低于 0.5 r/min 时, Π 值降低的速率明显加快,表明蓄热元件温度分布的非线性急剧增加,这也与图2的蓄热元件温度分布计算结果相吻合。

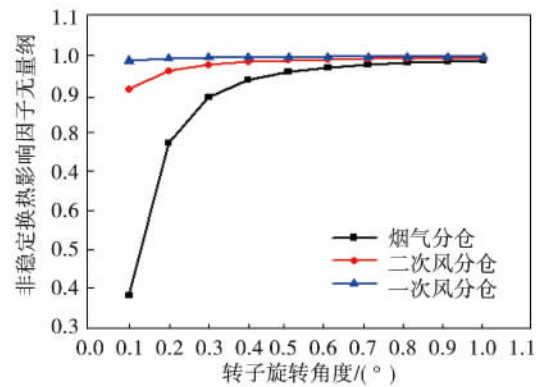


图4 各分仓非稳定换热影响因子 Π 随转速的变化

Fig. 4 Relationship between the unsteady heat transfer correction factor Π and rotational speed for each sector

由文献[8]可知,非稳定换热影响因子 Π 主要与蓄热元件热容率 $M_w c_w N$ 、流体热容率 $\dot{m}_f c_{p,f}$ 、蓄热元件传热面积 A 、流体与蓄热元件传热系数 h 和各分仓角度 β_{max} 等因素相关。

蓄热元件热容率 $M_w c_w N$ 表征转子的热惯性,当转速 n 降低时,转子热容率减小,蓄热元件在被加热和冷却时,经过单位旋转角度后的温度变化幅值增大,分布呈现更明显的非线性特征, Π 值减小。

烟气侧的流体热容率 $\dot{m}_f c_{p,f}$ 及传热系数 h 均高

于空气侧,因而流体与蓄热元件间的换热能力强,烟气对蓄热元件的加热比空气对蓄热元件的冷却更容易,烟气侧蓄热元件温度随旋转角度变化的非线性更大,其 Π 值低于空气侧分仓。分仓角度 β_{\max} 对非稳定换热的影响与蓄热元件热容率相反,即 β_{\max} 增大,非稳定换热的影响更显著, Π 值减小; β_{\max} 的相对变化量为1/2时,与 $M_w c_w N$ 的相对变化量为2时,对 Π 值的影响是相同的。本实例中,一次风分仓的分仓角度 β_{\max} 、流体热容率 $\dot{m}_f c_{p,f}$ 和传热系数 h 均小于二次风分仓和烟气分仓,转速 n 降低引起的非稳定换热因素对其影响最小,蓄热元件和流体的温度分布未呈现明显的非线性特征,其 Π 值在三个分仓中最高,且随转速的变化幅值最小。

空气预热器热端、冷端底部,蓄热元件金属温度随旋转角度的变化如图5所示。由图可知,蓄热元件温度的变化率,以及在一个转动周期内的温度变化幅值,都与空气预热器转速 n 或转子与流体的热容率比值 C^* 成反比。值得注意的是,不同转速下,热端、冷端蓄热元件温度分布曲线,在加热(烟气仓)和冷却(空气仓)周期内,各存在一个相对稳定的交点区域,本研究将其所对应的分仓角度范围称作蓄热元件温度变化的平衡位置;所对应的蓄热元件温度,称作平衡温度。对本研究所述实例,平衡位置为加热周期开始后的 $50^\circ \sim 60^\circ$,以及冷却周期开始后的 $60^\circ \sim 80^\circ$,从空气预热器结构上看,两者近似为沿转子轴线呈中心对称。热端出口的平衡温度约为 215°C ,冷端出口的平衡温度约为 97°C 。对于烟气SCR脱硝系统投入的机组来说,上述平衡温度也是烟气中硫酸氢铵(ABS)和硫酸蒸汽的露点温度附近,是防止空气预热器蓄热元件沾污积灰和腐蚀堵灰的关键控制温度。

对烟气或空气分仓来说,从转子进入分仓的起始位置到平衡位置间的扇区范围,是流体与元件间传热温差最大的区域,也是蓄热元件温度变化速率最快的区域。以烟气分仓为例,进入分仓时刻,元件温度相对平衡温度偏低的幅值,与离开分仓时刻,元件温度相对平衡温度偏高的幅值,都随转速 n 的降低而增大;不同转速 n 下,后者与前者的比值相对固定,约为 $1.8 \sim 2.2$,平均为 2.0 。

由于平衡位置前的扇区角度只占烟气/空气分仓名义角度的 $1/3$ 左右,因此,空气预热器转速降低

时,烟气侧蓄热元件的平均温度水平升高,空气侧蓄热元件的平均温度水平降低,且两者的差值增大,进一步造成了出口烟温升高,风温降低,有效度下降。

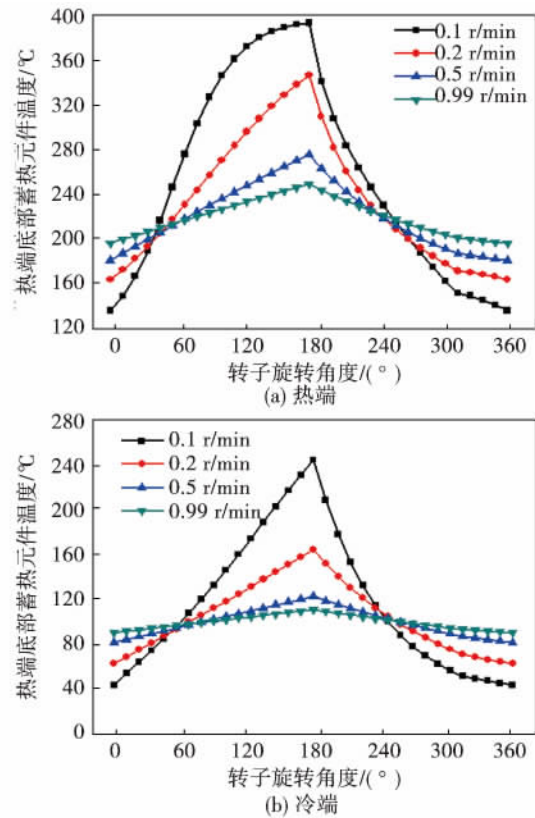


图5 空气预热器蓄热元件出口壁温分布 ($0^\circ \sim 180^\circ$ 为烟气仓, $180^\circ \sim 360^\circ$ 为空气仓)

Fig. 5 Temperature distribution at the bottom of the heat storage element for each layer ($0^\circ \sim 180^\circ/180^\circ \sim 360^\circ$ corresponding to gas/air sector)

上述空气预热器蓄热元件温度分布规律说明,通过降低转速,提高烟气侧转子整体温度水平,以避免和消除ABS在热端蓄热元件底部沉积和跨层的做法,会产生两个方面的影响,一是约前 $1/3$ 分仓角度范围内的蓄热元件金属温度水平进一步降低,意味着热端蓄热元件底部可能发生ABS凝结的高度范围扩大,这一点从图5所示的温度场分布结果也可以很清晰的看出来;二是当转速低于一定值后,部分加热(烟气)周期内的热端蓄热元件金属温度高于ABS的生成温度,可能使部分已经凝结的ABS等沉积产物气化和分解,从而减轻ABS沾污积灰的程度。上述两个方面影响的叠加效果,有待于通过进

一步的理论和实验分析加以验证。

2.3 空气预热器流体温度分布

不同转速 n 下,空气预热器各分仓的烟气/空气流体温度场分布如图 6 所示。

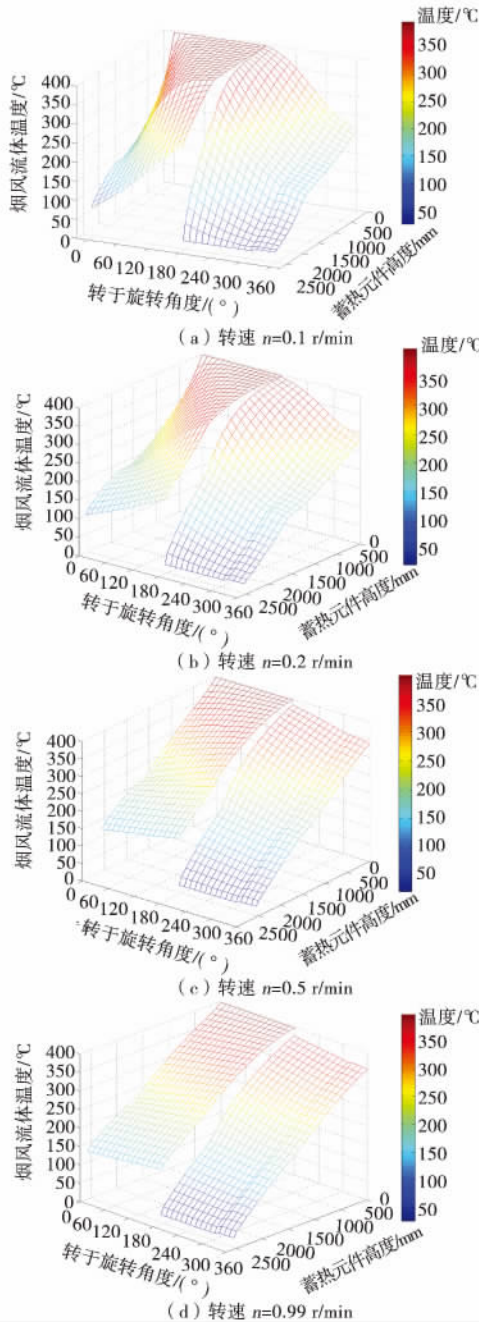


图 6 空气预热器流体温度分布

($0^\circ \sim 180^\circ$ 为烟气仓, $180^\circ \sim 360^\circ$ 为空气仓)

Fig. 6 Fluid temperature distribution in the air preheater ($0^\circ \sim 180^\circ/180^\circ \sim 360^\circ$ corresponding to gas/air sector)

与蓄热元件温度分布不同,由于流动的连续性,单个分仓内的烟气/空气流体温度在热端、冷端之间是连续的,只是不同蓄热元件层内沿轴向的变化速率不同,而在各个分仓间的转动分界面上是不连续的。

随着转子转动,加热/冷却周期内,蓄热元件温度逐渐升高/降低,对应的烟气/空气温度也呈现出随转子转动角度升高/降低的趋势。加热/冷却周期的起始区间(对应烟气/空气分仓名义角度的前 $1/3$ 范围内),流体温度随转动角度的变化速率最大,随着流体与转子间温差的逐渐减小,传热量逐渐减小,流体温度随转动角度的变化率也逐渐减小。

加热/冷却周期的开始和结束时刻,出口流体温度的差值,即流体温度的振幅,与蓄热元件的温度分布类似,也和转子与流体的热容率比有直接关系。在流体参数不变的情况下,提高转子热容率,即选用高体积热容率($\rho_w c_w$)的元件材料,较高的转子转速(n)均可使该振幅减小。

空气预热器一次风、二次风出口平均温度随转速的变化规律如图 7 所示。

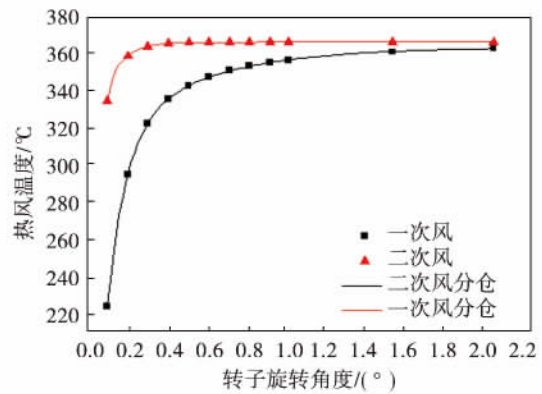


图 7 一次风、二次风出口平均温度与转速的关系

Fig. 7 Relationship between average outlet primary/secondary air temperatures with rotational speed

如前文所述,不同转速下,出口风温分布曲线也存在一个平衡位置,对应冷却周期开始后,空气侧分仓角度约 60° 处,平衡位置后风温偏低的幅度,要大于平衡位置前风温偏高的幅度。本文实例中,空气预热器二次风/一次风分仓的名义角度为 $130^\circ/50^\circ$,且旋转方向为,烟气-二次风-一次风。因此,转速降低时,空气预热器二次风出口平均温度下降

的幅值,要明显小于处于冷却周期末端的一次风出口平均温度下降的幅值;当转速低于 0.5 r/min 后,二次风温度才表现出明显的下降趋势。对于转子转动方向为“烟气-一次风-二次风”的空气预热器来说,因一次风分仓名义角度一般小于 60° ,故此类情况下,转速降低时,一次风出口温度升高,而二次风出口温度降低。

3 结 论

本研究基于有限差分法,以某 600 MW 机组三分仓回转式空气预热器为例,详细说明了转速变化时,流体和蓄热元件金属温度场分布,ABS 沉积区域的变化趋势和规律,得到以下结论:

(1) 蓄热元件温度随转动角度的非线性变化,影响了其与流体间的传热温差和空气预热器的换热性能,可以用非稳定换热影响因子 Π 表示。温度分布的非线性越显著,则 Π 值越低。非稳定换热影响因子 Π 随转速 n 呈非线性变化,对于烟气分仓尤为显著;额定转速附近, Π 值变化不大,当转速低于 0.5 r/min 时, Π 值降低的速率明显加快,表明蓄热元件温度分布的非线性急剧增加。三分仓空气预热器中,各个分仓的 Π 值不同,对本研究所述实例,烟气分仓的 Π 值小于空气分仓,空气分仓中,二次风分仓的 Π 值小于一次风分仓。

(2) 蓄热元件温度的变化率,以及在一个转动周期内的变化幅值,都与空气预热器转速 n 或转子与流体的热容率比值 C_r^* 成反比。不同转速 n 下,热端、冷端蓄热元件温度分布曲线,在加热和冷却周期内,各存在一个相对稳定的平衡位置;所对应的蓄热元件温度,称作平衡温度。对本研究所述实例,平衡位置为加热周期开始后的 $50^\circ \sim 60^\circ$,以及冷却周期开始后的 $60^\circ \sim 80^\circ$,从空气预热器结构上看,两者近似为沿转子轴线呈中心对称。

(3) 空气预热器转速降低,对硫酸氢铵(ABS)的沉积,会产生两个方面的影响:一是约前 $1/3$ 分仓角度范围内的蓄热元件金属温度进一步降低,热端蓄热元件底部可能发生 ABS 凝结的高度范围扩大;二是当转速低于一定值后,部分加热(烟气)周期内的热端蓄热元件温度高于 ABS 的生成温度,使部分已经凝结的 ABS 等沉积产物气化和分解,从而减轻

ABS 沾污积灰的程度。上述两个方面影响的综合效果,有待于通过进一步的理论和实验分析加以验证。

(4) 空气预热器出口流体温度的振幅和转子与流体的热容率比有直接关系。在流体参数不变的情况下,提高转子热容率,即选用高体积热容率($\rho_w c_w$)的元件材料,较高的转子转速(n),均可使该振幅减小。

(5) 不同转速 n 下,空气预热器出口风温分布也存在一个平衡位置,且出口一次风、二次风平均温度的变化趋势与空气预热器旋向和各空气分仓角度有关。对本研究所述实例,转速降低时,一次风、二次风平均温度都呈现下降趋势;二次风出口平均温度下降的幅值,要明显小于处于冷却周期末端的一次风出口平均温度下降的幅值。

参考文献:

- [1] Kays, W. M., A. L. London. Compact heat exchangers (reprint 3rd ed) [M]. Malabar, FL: Krieger Publishing, 1998.
- [2] T. Skiepko. Effect of parameter values on gas and matrix temperature fields in rotary heat exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1989, 32 (8): 1443 - 1472.
- [3] Chung-Hsiung Li. A numerical finite difference method for performance evaluation of periodic-flow heat exchanger [J]. Journal of Heat Transfer, 1983, 105 (3): 611 - 617.
- [4] 汪 军, 徐治皋. 回转式空气预热器变速优化运行探讨 [J]. 锅炉技术, 1998, 06: 16 - 19 + 25.
WANG Jun, XU Zhi-gao. A Study on optimal operation of regenerative air preheater at variable rotative velocity [J]. Boiler Technology, 1998, 06: 16 - 19 + 25.
- [5] 冷 伟, 陈 曦, 于 翔 等. 回转式空气预热器非稳定换热的分析 [J]. 动力工程, 2006, 26 (3): 412 - 416.
LENG Wei, CHENG Xi, YU Xiang, et al. Analysis of unsteady heat exchange of rotary air preheaters [J]. Journal of Power Engineering, 2006, 26 (3): 412 - 416.
- [6] O. Buyukalaca, T. Yilmaz. Influence of rotational speed of effectiveness of rotary-type heat exchanger [J]. Heat and Mass Transfer, 2002, 38 (4 - 5): 441 - 447.
- [7] Sandira Eljšan. Influence of rotational speed upon heat transfer in a rotary regenerative heat exchanger [C]. 12th International Research/Expert Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology" TMT 2008, Istanbul, Turkey, 2008.
- [8] 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 Qi. Numerical calculation of air preheater and study on

air leakage [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University 2009.

(陈滨 编辑)

文章编号: 1001-2060(2016)06-0092-06

混流式核主泵中压力脉动特性分析

李景悦 赖喜德 张翔 罗丽

(西华大学能源与动力工程学院, 四川 成都 610039)

摘要: 核主泵是反应堆冷却剂系统的主要设备和压力边界的设备之一,对安全可靠性要求极高。由于核主泵叶轮与导叶的动静干涉作用,以及运行过程中偏离设计工况时,其流道内流体会产生非常复杂的压力脉动,并会对核主泵水力单元零部件产生复杂的附加动态应力而导致疲劳破坏。为提高核主泵的安全可靠性,采用对混流式核主泵进行全流道非定常数值模拟途径来探究核主泵水力单元,在不同运行工况下的瞬态流场,通过研究叶轮、导叶流道压力的时域变化规律,并利用快速傅里叶变化的频域分析方法对压力脉动特性进行特点分析。结果表明:在设计工况下压力脉动幅值最小,若运行工况的流量远远低于设计工况,流道内的压力脉动幅值将大幅度上升,压力脉动最为剧烈点位于叶轮出口。流量的减小对叶轮出口流动影响较小,但对叶轮进口影响较大。压力脉动的频率与叶轮叶片数和导水机构的导叶数有关,叶轮与导水机构的压力脉动主要发生在主频及谐波位置,且为低频压力脉动。

关键词: 核主泵; 压力脉动; 叶轮; 导叶; 瞬态流场

中图分类号: TH313 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.06.015

引言

核反应堆冷却剂主循环泵(以下简称:核主泵)是核电站一回路系统内唯一高速旋转的机械。由于运行环境的特殊性,其长期性、安全性和可靠性要求较高。核主泵在启动、停机以及事故发生时会偏离设计工况,其流道内流体会产生非常复杂的压力脉动现象,并会对核主泵水力单元零部件产生复杂的附加动态应力而导致疲劳破坏,另外一方面若其脉动频率与泵的固有频率接近或相等,则极易引起结

构共振,发生重大核事故。因此,核主泵水力单元的压力脉动特性一直是国内外专家、学者高度重视的课题^[1-2]。

目前,美国 EMD、法国热蒙 AREVA、奥地利 ANDRITZ 等公司都拥有各自相对成熟的核主泵技术^[3-5]。我国虽然至今尚未掌握核主泵关键部件的核心技术,但在叶片泵压力脉动方面已有一定的研究。袁寿其等对不同叶片数下管道泵的振动特性进行探究,通过优化叶片数的方法改善了泵内部的不稳定流动^[6];张玉良等通过非定常数值模拟分析离心泵停机过程的流动特性,得到总压的变化特性^[7];姚志峰采用试验研究方法,分析了双吸泵的压力脉动特性,提出长短叶片的使用可改善压力脉动^[8]。然而,国内学者大多是对离心泵、轴流泵的分析^[9-10],而对于混流式核主泵,由于缺少模型,且无法自主设计,因此相关研究甚少。本文则以某厂生产的混流式核主泵为模型泵,通过三维非定常数值模拟,探究其水力单元的压力脉动。这对在建、拟建核电站的安全可靠运行具有一定的理论参考价值。

1 核主泵水力单元的几何建模

本文采用某厂生产的混流式核主泵为研究对象。该模型泵的设计参数为:流量 $Q = 23\ 790\ \text{m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 98\ \text{m}$,转速 $n = 1\ 485\ \text{r}/\text{min}$,叶轮叶片数 $Z = 7$,导叶叶片数 $Z_d = 12$,转频 $f = 24.75\ \text{Hz}$,叶频

收稿日期: 2015-07-17; 修订日期: 2015-08-05

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51379179); 西华大学研究生创新基金资助项目(yejj2015047); 受到“流体及动力机械教育部重点实验室”资助

作者简介: 李景悦(1991-),女,江苏丹阳人,西华大学硕士研究生。

通讯作者: 赖喜德(1962-),男,四川三台县人,西华大学教授。

capability and optimization efficiency compared to particle swarm optimization and genetic algorithms ,and can improve the dynamic performance of main stream pressure control system. **Key words:** boiler ,main stream pressure , seeker optimization algorithm (SOA) ,PID parameter optimization

转速对三分仓回转式空气预热器热力性能的影响 = **Influence of Rotational Speed on Thermal Performance of Tri-sector Rotary Air Preheaters Based on Finite Difference Method** [刊 ,汉] CHEN Xun ,DUAN Xue-nong ,YANG Yi ,WANG Dun-dun (State Grid Hunan Electric Power Corporation Research Institute ,Changsha ,Hunan China ,Post Code: 410007) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. . -2016 ,31(6) . - 85 ~91

Based on finite difference method ,the tri-sector rotary regenerative air-preheater was spread along the rotor's circular side and mesh between the matrix elements and the fluids was generated. Then the matrix and fluid temperature fields were obtained according to the energy balance equation and using an improved Gauss-Sidel arithmetic. For a 600MW unit tri-sector rotary regenerative air-preheater a detailed analysis was carried out for the temperature field distributions of the fluid and metal and ammonium bisulfate (ABS) deposition area with different the rotational speeds. The results showed that ,1) The nonlinear characteristics of matrix temperature distribution along with the rotation angle increases while the rotational speed decreases ,which can be described by the unsteady heat transfer correction factor Π ,and for each sector the value of factor Π is different. 2) There exist relatively stable balance positions during both heating and cooling periods ,which are the intersection points of matrix temperature profile curves with different rotational speeds. 3) The effect on average outlet temperatures of primary and secondary air channels from rotor rotational speed depends on the rotor rotation direction and the sector angle division. **Key words:** tri-sector rotary air preheater ,rotational speed ,thermal performance ,finite difference method ,ammonium bisulfate ,unsteady heat transfer

混流式核主泵中压力脉动特性分析 = **The Pressure Pulsation of Mixed-flow Reactor Coolant Pump** [刊 ,汉] LI Jing-yue ,LAI Xi-de ,ZHANG Xiang ,LUO Li (School of Energy and Power Engineering ,Xihua University , Chengdu ,Sichuan ,China ,Post Code: 610039) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. . -2016 , 31(6) . - 92 ~97

The reactor coolant pump is one of the main equipments and pressure boundaries of the reactor coolant system ,and the requirements of safety and reliability are extremely high. And the complex pressure pulsation can lead to fatigue damage of flow channel. In order to improve the safety and reliability of reactor coolant pump ,the CFD method was employed to simulate numerically the transient flow field. The impeller and diffuser were taken into account ,and the characteristics of pressure pulsation in time were analyzed. The frequency domain characteristics of pressure fluctuation were obtained by using the method of FFT. The results show that pressure fluctuation at the design working