

空预器回收式密封改造的工程应用

张 望, 李克松

(南京华润热电有限公司, 江苏 南京 210035)

摘 要: 本文从空预器漏风机理分析了漏风影响因素, 针对漏风影响因素对本公司的空预器改造项目进行了客观的节能分析。

关键词: 空预器; 漏风; 技改; 回收

1 概述

南京华润热电有限公司二期工程 2×330MW 燃煤供热机组配套上海锅炉厂制造的 SG-1036/17.5-M871 型亚临界汽包锅炉, 每台锅炉尾部配备两台 2-29-VI(T)-1880SMRC 型三分仓受热面回转式空气预热器。空气预热器主轴垂直布置, 围带传动, 烟气和空气以逆流方式换热。采用径向、轴向、旁路及中心筒密封, 三向密封为传统的可调式密封。

2013 年 10 月对#4 锅炉空预器进行了密封改造, 改造后的效果达到了设计要求, 经第三方测试, 320MW 负荷下, A 侧空预器漏风率为 2.57%, B 侧空预器漏风率为 3.44%。

2 空预器漏风机理

容克式空气预热器主要有筒形转子和外壳组成, 转子是运动部件, 外壳是静止部件, 动静部件之间肯定有间隙存在, 这种间隙就是漏风的渠道。空气预热器同时处于锅炉烟风系统的进口和出口, 空气侧压力高, 烟气侧压力低, 二者之间存在压力差, 这是漏风的动力。由于压差和间隙的存在造成的漏风称为直接漏风。还有一种漏风叫携带漏风, 是由于转子内具有一定的容积, 当转子旋转时, 就像水车一样, 必定携带一部分气体进入另一侧。

在空预器总漏风中, 直接漏风占比 80-85%, 携带漏风占比 15-20%。

(1) 携带漏风

$$W_l = \rho * V_r$$

$$V_r = \frac{n}{60} * \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) h (1 - y)$$

w_l —单位时间携带漏风量, kg/s;

ρ —滞留转子间空气密度, kg/m³;

V_r —转子容积, m³/s;

D —转子内径, m;

d —中心筒直径, m;

n —转子旋转速度, r/min;

y —转子内金属所占容积份额;

h —转子高度, m。

从以上公式可以看出, 携带漏风是回转式换热器的固有结构导致的, 只与转子转速、空预器本身结构参数有关。

(2) 直接漏风

把空气侧和烟气侧视为两个一壁之隔的充满气体的容器, 空气通过隔壁上的微小间隙泄漏到烟气侧, 根据粘性流体的伯努利方程:

$$z_1 + \frac{P_A}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_G}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h$$

式中, z_1 、 z_2 为位置压头, 可忽略不计; v_1 、 v_2 为烟、空两侧气体流速, 近似相等; 上式简化可得:

$$P_A - P_G = \rho g h$$

P_A —空气侧压力, Pa;

P_G —烟气侧压力, Pa;

ρ —空气密度, kg/m³;

g —重力加速度;

h —泄漏阻力, 具有长度单位, m。

根据能量守恒:

$$V^2 = \theta * 2gh$$

联立得:

$$V = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\theta \rho}}$$

V—泄漏气体流进间隙速度;

ΔP —空气侧压力-烟气侧压力;

θ —阻力系数。

则漏风量 G 为:

$$G = \rho * A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\theta}} = A \sqrt{\frac{2}{\theta} \Delta P * \rho}$$

A—间隙面积。

令泄漏系数 K:

$$K = \sqrt{\frac{2}{\theta}}$$

则最终导出直接漏风公式为:

$$G = K * A \sqrt{\Delta P * \rho}$$

从以上公式可以看出,影响直接漏风的主要因素是:泄漏系数 K;间隙面积 A;空气侧与烟气侧之间的压力差 ΔP 。

3 漏风因素的分析

漏风量与泄漏系数 K、间隙面积 F、空气与烟气的压力差 ΔP 的平方根成正比,要降低漏风量,就必须降低 K, F, ΔP 值。

3.1 降低泄漏系数 K 的措施——双密封技术

采用单密封时,烟气与空气只有一壁之隔;而采用双密封时,烟气与空气被过渡区域隔开。在工况相同间隙相同的情况下,采用双密封结构时,漏风先从空气区泄漏到过渡区,再从过渡区泄漏到烟气区,如图 1。

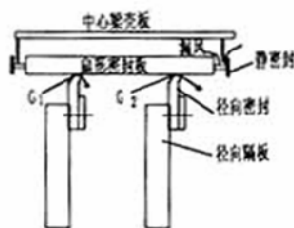


图 1 双密封技术示意图

设过渡区压力为 P_M :

$$G_1 = K * A \sqrt{(P_A - P_M) * \rho}$$

$$G_2 = K * A \sqrt{(P_M - P_G) * \rho}$$

根据流体的连续性:

$$G_1 = G_2 = G$$

$$P_M = (P_A + P_G) / 2$$

$$\text{联立得: } G = 0.7K * A \sqrt{\Delta P * \rho}$$

可以看出,双密封技术可以把泄漏系数 K 降低 30%。目前我司空预器使用的是双密封技术。

3.2 降低压差 ΔP 的措施

在回转式空气预热器中,空气侧与烟气侧的压力差是由锅炉系统的阻力决定的,锅炉系统内空气和烟气的流程如图 2。

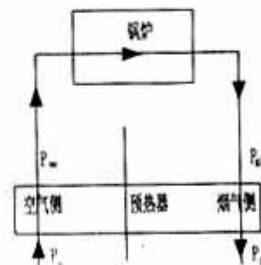


图 2 锅炉系统内空气和烟气的流程

由图 2 可见,预热器热端压差等于锅炉阻力,预热器冷端压差等于锅炉阻力和预热器总阻力之和。因此,要控制预热器的烟风压差,就要在锅炉总体设计降低锅炉的阻力,并防止尾部结露。在预热器设计时,装设吹灰器及风压测量管道,在运行过程中,进行正常有效的吹灰,否则,随着运行时间的延长,因积灰堵塞而造成阻力增加和冷端压差增加,预热器漏风率升高。在停炉检修时,进行必要的水冲洗,保持受热面清洁,清洗后一定要烘干后再投入使用。蒸汽吹灰时一定要保证吹灰蒸汽压力和过热度,否则将加剧积灰堵塞。

ΔP 和锅炉受热面的清洁程度、预热器换热元件堵塞程度有关,和其他因素关系不大。

3.3 降低间隙面积 A 的措施

空气预热器漏风量与间隙面积成正比,控制间隙面积可以有效地控制漏风。漏风间隙包括热端径向密封间隙、冷端径向密封间隙、轴向密封间隙和静密封间隙,间隙越小越好,但是间隙不可能为零,更不能为负值,因为间隙太小会造成设备磨损,影响设备寿命;同时危及安全,增加运行中转子卡死的风险。

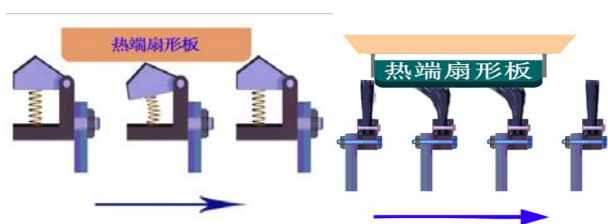


图3 热端扇形板

由于热态膨胀, 转子呈蘑菇状变形(图4), 空预器直接漏风主要为热端径向漏风, 占直接漏风量的60-65%; 其次为冷端径向漏风, 旁路-轴向漏风。

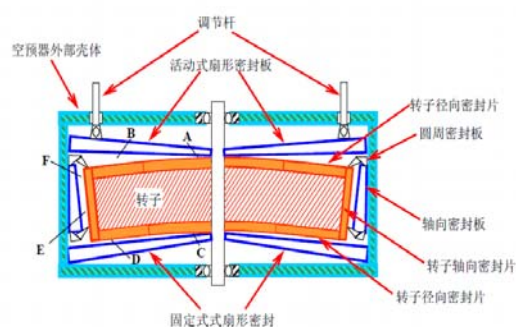


图4 空预器热态蘑菇状变形及漏风间隙示意图

图4 蘑菇状变形

目前主流的控制间隙面积的技术有: 弹簧加载接触式软密封、金属刷接触式密封、自补偿金属密封、静密封焊接等。主要控制的是热端径向密封间隙面积。

(1) 弹簧加载接触式软密封(图5)

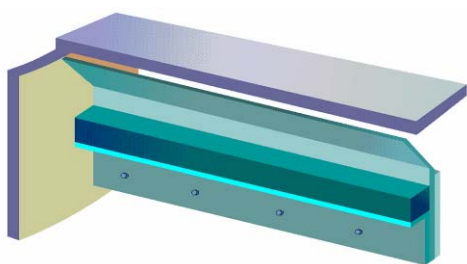


图5 弹簧加载接触式软密封

利用密封片下部的弹簧力保证了密封经过扇形板下方时是与扇形板接触的, 控制了径向漏风间隙面积。但弹簧在长期使用后(100-150 万次压缩)易失效, 需定期更换。

(2) 金属刷接触式密封

与弹簧式密封相似, 金属刷密封经过扇形板下方时与扇形板接触, 形成了成千上万道迷宫, 控制了径向漏风间隙面积。但在实际应用过程中金属刷

易积灰结垢, 易软化失效, 需定期更换。同时易对扇形板机加工面造成磨损。

(3) 自补偿金属密封(图6)

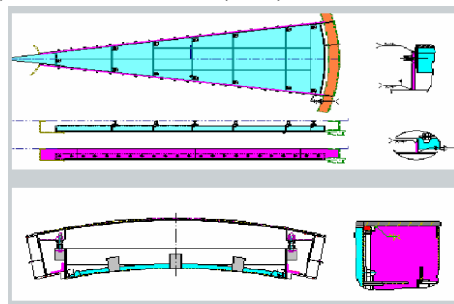


图6 自补偿金属密封

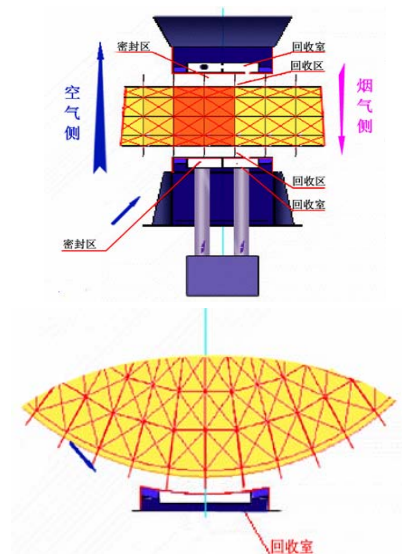
由于转子热态时蘑菇状变形, 转子热端外口向下膨胀, 与扇形板漏风间隙增加; 自补偿密封利用了比转子框架金属膨胀系数高的材料, 在热态时进一步膨胀, 减小了径向漏风间隙面积。目前此技术在我公司空预器技改时得到了使用。

(4) 静密封焊接

为了保证扇形板和轴向密封板的可调性, 在扇形板与中心桁架之间, 轴向密封板与外壳之间, 都装有静密封, 原设计的静密封是迷宫式结构, 由于这种密封结构的螺栓易松动和部件易磨损, 往往造成漏风。通过技改, 将静密封组件与扇形板、轴向密封板等全部焊死, 堵住了这部分漏风间隙面积。带来的缺点是机组在线时扇形板不可调。

4 空预器改造方案

我公司 2013 进行了#4 炉空预器密封技改, 最终采取的方案是漏风回收系统改造(图7), 同步实施了自补偿金属密封改造和静密封焊接改造。



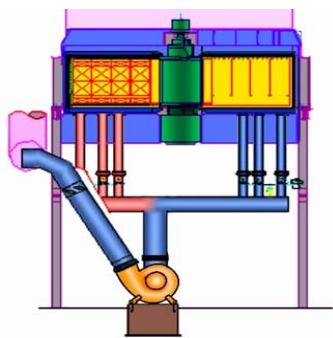


图 7 漏风回收系统

前文已介绍了自补偿金属密封改造和静密封焊接改造可有效降低漏风间隙面积 A。下文简单介绍漏风回收系统的原理和其达到的节能效果。

如图 7 所示，通过技术改造在设备内重新建立密封体系，并自然形成密封区、回收区。在密封区内进行最大限度地封堵；在回收区内将封堵不住的热风及携带风自然回收至密封定子结构中，通过外部联接的回收系统以最小的能耗向锅炉输送回收的热能；以气体压差为信号源进行自动控制。具体结构如下：

(1)在空预器内部重新建立立体刚性焊接密封结构，用具有热风回收功能的热端扇形板、冷端扇形板、轴向密封板及固定密封装置更换和替代原密封组件。

(2)在一、二次风与烟气侧上、下扇形板、轴向密封装置内建立回收通道，将轴向、径向密封不住的热空气及仓格携带的热空气分别通过回收渠道予以回收，回收区与空预器外的漏风回收装置连接。

(3)空预器外热风回收系统由布置在锅炉零米层的离心式吸风机、布置在 6.3 米层检修平台旁的电动风门、汇集联箱、各支风管、支吊架、伸缩节及电控柜等组成。风机入口通过联通件与设备内密封定子机构相连，风机出口与二次热风道相连，形成密封回收体系。如右图所示。

(4)电气系统，采用低压变频启停和控制风机转速，启停各电调门。

(5)自动控制系统，就地装设压差、温度、流量等取样点，通过就地变送器柜转换为电信号送至 DCS 电子间控制柜，控制逻辑主要根据就地信号变化输出变频指令，从而控制风机转速。集控室布置系统配有专用运行监控画面和操作盘。

5 技改的节能效果

为验证#4 炉空预器密封改造的效果，我公司分

别在技改前和技改后对空预器漏风率进行了测试。

表 1 技改前、后空预器漏风率

机组负荷/MW	风机状态	漏风率/%	
		A 空预器	B 空预器
320	投用回收风机	2.57	3.44
320	停用回收风机	5.13	5.53
250	投用回收风机	2.53	3.45
320（修前）		7.24	7.84

通过表 1 可以看出：修前空预器漏风率和修后停用回收风机同负荷工况对比，自补偿金属密封改造和静密封焊接改造可有效的降低漏风间隙面积，降低了空预器漏风率 2%；停用、投用回收风机同负荷工况对比，空预器漏风率数值进一步下降了 2.1%-2.5%。这部分漏风通过回收风机重新鼓入了热二次风，降低了送、引风机的电耗。

同比未改造的#3 炉，相同负荷下（309MW）的送、引风机电耗见表 2。

表 2 改造后#4 炉与未改造#3 炉送、引风机电耗比较

风机	#3 炉	#4 炉	降比
A 送风机	32.76A	29.04A	11.35%
B 送风机	37.76A	28.88A	25.68%
A 引风机	229.68A	202.92A	11.60%
B 引风机	220.80A	194.64A	11.84%

节能效果：

电流下降值 (I_1): $(6+26.5) \times A \times 2=65A$

电动机电压 (U_1): 6.0kV

机组容量: 330MW

机组年运行小时 (H): 7200h

机组年利用小时(H_1): 5300h

机组供电煤耗: 326g/kWh

改造前空预器漏风率: 8.5%

改造后空预器保证漏风率: 3.5%

回收风机功率: 130kW, 电压: 380V

考虑回收风机负荷及变频因素，回收风机能耗系数取 0.9，分析计算节电收益：

节约电量：

$$W = \sqrt{3} \times U_1 \times I_1 \times \cos\varphi \times H - W_{\text{回收风收}}$$
$$= \sqrt{3} \times 6.0 \times 10^3 \times 65 \times 0.95 \times 7200 - 130000 \times 2 \times 7200 \times 0.9$$
$$= 290.3 \text{ 万 kWh}$$

节约供电煤耗:

$$\frac{290.3 \times 10^4 \text{ kWh} \times 326 \text{ g / kWh}}{5300 \text{ h} \times 330 \text{ MW}} = 0.54 \text{ g/kWh}.$$

6 节能分析结论

通过自补偿金属密封改造和静密封焊接改造可有效的降低漏风间隙面积,从而降低了空预器直接漏风。空预器密封回收系统的改造可进一步的将漏风抽回锅炉二次风,降低了送风机做功;漏风被抽回后烟气量减少,降低了引风机做功。

特别指出的是,回收风机可以抽走一部分携带漏风,这是其他密封型式无法实现的问题。

改造后的排烟温度会有提高,这是因为空预器冷端的漏风减少以后烟气中掺入的冷风减少所致(热端漏风至烟气侧后由于又经过一次换热过程,对排烟温度影响不大)。由于总烟气量下降,所以总体排烟热损失 Q_2 基本持平。

参考文献:

- [1] 孙长祥,陈加功,吕兆聚.回转式空气预热器漏风因素分析及对策[J].四川电力技术,2003(1).
- [2] 江苏方天电力技术有限公司.南京华润热电有限公司#4锅炉大修前性能试验报告[R].
- [3] 江苏方天电力技术有限公司.南京华润热电有限公司#4锅炉大修后空预器漏风率测试报告[R].
- [4] 张望,李克松.南京华润热电有限公司#3、#4炉空预器及GGH密封改造可行性研究报告[R].

作者简介:

张 望, 南京华润热电有限公司技术支持部锅炉专业主管,

E-mail: bq_wzhang@crpjs.net;

李克松, 南京华润热电有限公司技术支持部锅炉专业工程师, E-mail: ksli3932@sina.com。