

# 严寒地区电站锅炉房的 通风与供暖防冻设计

中国电力工程顾问集团西北电力设计院 黄从新<sup>☆</sup>

**摘要** 严寒地区一般在电站锅炉周围采用复合型保温压型钢板进行封闭,形成封闭围护结构,称为紧身封闭锅炉房;认为紧身封闭锅炉房冬季运行底层温度偏低、管道冻裂的主要原因是热压作用下的大量冷风入侵,指出在设计过程中要综合考虑锅炉房的夏季全面通风与底层冬季供暖防冻,锅炉房运转层平台的钢格栅、开口、楼梯间等造成运转层上下部空气流通部位的尺寸需要合理控制,并简要描述了冬季循环通风系统的设计与应用。

**关键词** 电站锅炉房 热压 运转层封闭 冬季循环通风系统

## Ventilating, heating freeze-proofing design for boiler rooms of power plant in severe cold zone

By Huang Congxin<sup>★</sup>

**Abstract** The boiler in power plant in severe cold zone generally is enclosed with composite insulating profiled steel sheet, and such an enclosed structure is called a tight-enclosure boiler room. Considers that the main causes for lower indoor temperature and water pipe frost-crack in ground floor in the boiler room in winter are infiltration of cold wind by stack effect pressure. Suggests that it should be considered in design to ventilate in summer and heat for freeze-proofing in ground floor in winter. The sizes of steel grid, opening, stair on operating floor should be properly controlled to reduce infiltration in winter. Presents the design and application of circulating ventilation system in winter.

**Keywords** boiler room of power plant, stack effect pressure, operating floor enclosure, circulating ventilation system in winter

★ Northwest Electric Power Design Institute of China Power Engineering Consulting Group, Xi'an, China

① 为避免严寒地区冬季电站锅炉本体运转层以上部分设备、管道及仪器仪表被冻坏,一般在锅炉钢架周围采用复合型保温压型钢板进行封闭,形成封闭围护结构,称为紧身封闭;锅炉运转层以下部分室内布置,围护结构一般采用砖墙或轻型砌块封闭。在锅炉运转层,围护结构周边有用于通风和采光的窗户;在锅炉房屋顶设有屋顶通风器或轴流式屋顶风机用于夏季的锅炉房通风,通风设施冬季处于关闭状态;在锅炉房底层和运转层布置散热器及暖风机等供暖设施。

紧身封闭锅炉房的暖通设计既要满足夏季的通风要求,又要满足冬季的供暖防冻要求。由于锅炉房设备散热量大,冬夏季室内的热压都比较大,为保证夏季通风效果,进风窗的开窗面积和排风机参数都需要计算确定。实际运行时一般夏季锅炉

炉顶部分较热,0.00 m 标高处侧窗和大门进风量较大,相对凉爽;而在冬季,有些设置了锅炉送风机室内吸风口的工程却从室外吸风,尽管在设计时加大供暖负荷系数,供暖设施的安装负荷很大,但由于排风设施关闭不严、门窗有缝隙、围护结构上的孔洞未封闭或封闭不严,在热压作用下,厂房上部温度较高,而底层因冷风大量渗透或侵入,温度过低,会导致管道和仪表管冻坏。

本文结合工程实践,提出改进方法,并说明改进方法的有效性以及综合考虑、兼顾供暖与通风设计的必要性。

①☆ 黄从新,男,1963年11月生,工学硕士,教授级高级工程师  
710075 西安市高新区团结南路22号西北电力设计院  
(029) 88358330  
E-mail: huangcongxin@nwepdi.com  
收稿日期:2011-11-16

## 1 电站紧身封闭锅炉房结构及散热热源分布

为保证锅炉和附属设备、管道及仪器仪表冬季的运行安全,我国北方严寒地区 300 MW 及以上容量火力发电厂运转层下部采用砖砌墙体封闭;运转层上部多采用紧身封闭结构,即在锅炉本体周围钢柱上设置檩条,外挂复合保温压型钢板,从而形成一个包围中间热源的四边形高耸柱形体。大部分 300 MW 及以上容量机组工程运转层采用钢格栅结构,小部分采用花纹钢板结构。

以国华内蒙古准格尔电厂  $2 \times 300$  MW 机组工程为例,锅炉的蒸发量为 1 030 t/h,运转层平台标高为 12.6 m,炉顶封闭结构标高为 72 m。紧身封闭围护结构尺寸为  $34 \text{ m} \times 43.8 \text{ m}$ ,断面积为  $1\,489 \text{ m}^2$ ,运转层上部紧身封闭部分体积为  $88\,450 \text{ m}^3$ 。运转层以下部分面积为  $2\,080 \text{ m}^2$ ,体积约为  $26\,200 \text{ m}^3$ 。单台锅炉房总体积为  $114\,650 \text{ m}^3$ 。

GB 10184—88《电站锅炉性能试验规程》<sup>[1]</sup>附录 F 中采用锅炉容量的百分数表示锅炉本体的散热量,据此,《火力发电厂及变电所供暖通风空调设计手册》<sup>[2]</sup>(以下简称《手册》)中列出了 300 MW 机组对应的 1 000 t/h 蒸发量的锅炉房设备及管道散热量为 5.38 MW,600 MW 机组对应的 2 000 t/h 蒸发量的锅炉房设备及管道散热量为 8.26 MW。

根据 300 MW 机组工程的数据,其锅炉房单位体积的散热量为  $47 \text{ W/m}^3$ 。

沿锅炉房竖向锅炉设备和管道的散热量分布情况目前没有明确数据,很难确定运转层以上和运转层以下散热量各占多大比例,根据保温面积推算,笔者认为运转层以下部分散热设备及管道的散热量占锅炉房总散热量的比例小于 10%。

## 2 紧身封闭锅炉房的暖通设计及运行存在的问题

### 2.1 锅炉房夏季通风

夏季为维持锅炉房内工作区域的环境温度不超过表 1 规定的数值,大部分工程的紧身封闭锅炉房采用自然进风的方式,即从锅炉房标高 0.00 m 层和运转层的侧窗进风,气流经过运转层格栅进到紧身封闭区域;采用无动力的屋顶通风器自然排风或者采用屋顶风机将热空气排到室外。

表 1 车间内工作地点夏季允许空气温度 $^{\circ}\text{C}$				
夏季通风室外计算温度 $t_w$	$\leq 22$	23~28	29~32	$\geq 33$
工作地点温度 $t_n$	$\leq 32$	32	32~35	35

锅炉房的排风温度  $t_p = t_w + (11 \sim 13) ^{\circ}\text{C}$ 。

表 2 是锅炉房排出余热所需要的通风量。

进排风温差/ $^{\circ}\text{C}$	表 2 锅炉房排出余热所需要通风量 $10^4 \text{ kg/h}$	
	锅炉容量/(t/h)	
	1 000	2 000
11	175	269
12	160	246
13	148	227

进风窗一般设在锅炉房底层和运转层紧身封闭的第一排窗上。对自然通风系统而言,底层开窗净面积约占总开窗净面积的 30%~40%,运转层紧身封闭的第一排窗的开窗净面积约占总开窗净面积的 60%~70%。底层开窗可以采用平开窗或推拉窗,考虑到冬季的冷风渗透,紧身封闭的第一排窗应采用双层窗结构,外面可以采用固定百叶窗,起到防雨、防沙的作用,里面可采用推拉窗,不影响通道,且冬季关闭相对严密。

锅炉房夏季通风设计只要有充足的进、排风面积,尤其是排风设施的布置位置合理,就能达到较理想的效果。内蒙古达拉特旗电厂  $2 \times 330$  MW 机组锅炉房采用自然进风、屋顶通风器排风的通风方式,1998 年 8 月上旬内蒙古电力勘察设计院在下午 14:30 左右多次现场测试发现,锅炉炉顶周围的温度为  $40 \sim 48 ^{\circ}\text{C}$ 。冬季在热态工况下炉顶温度一般在  $30 ^{\circ}\text{C}$  左右。

### 2.2 锅炉房冬季供暖

紧身封闭锅炉房冬季供暖热媒一般采用高温热水或蒸汽,过去在严寒地区多以蒸汽为热媒,因节能和凝结水的回收、处理存在一些问题,近些年来基本以高温热水为热媒。在锅炉房底层和运转层布置散热器,另外在底层布置暖风机,主要在大门处设置热风幕,部分电厂在运转层也设有暖风机。

《火力发电厂采暖通风与空气调节设计技术规程》规定,主厂房室内供暖温度为  $16 ^{\circ}\text{C}$ ,计算供暖围护结构基本耗热量  $Q_1$  时,应按冷态即不考虑机炉设备散热量维持室内温度  $5 ^{\circ}\text{C}$  计算,在此基础上,考虑 50% 的冷风渗透附加,高度附加按 15% 考虑。

在供暖设备选择上,以散热器为主,热量不足部分以暖风机补充。大门热风幕的散热量不计算在总热量中,主要是考虑到大门开启时热风幕才投入运行,同时只是起到备用供暖设备的作用。但在设计过程中,实际供暖设备的安装热负荷即设计条

件下的散热设备散热量之和往往大于计算的总耗热量  $Q$ , 定义  $\varepsilon = Q_a/Q$ , 为安装倍率, 其中  $Q_a$  为安装热负荷。工程中锅炉房供暖设备安装倍率在

1.5~3.5 之间。

表 3 为部分电厂锅炉房(单台)供暖设备安装负荷的统计数据。

表 3 部分电厂锅炉房(单台)供暖设备安装负荷

	规模	$t'_w/^\circ\text{C}$	散热器/kW	暖风机/kW	热风幕/kW	总负荷/kW	不含热风幕负荷/kW
石嘴山(技改)	2×300 MW	-16	974	640	408	2 022	1 614
准格尔二期	2×300 MW	-18	980	662	992	2 634	1 642
双辽电厂	4×300 MW	-21	511	837	593	1 941	1 348
铁岭电厂	4×300 MW	-21	243	2 936	690	3 869	3 179
哈三二期	2×600 MW	-26	459	6 268	662	7 378	6 727
河西一期	2×600 MW	-20	1 833	1 575	0	3 408	3 408
锦界电厂	4×600 MW	-15	912	468	0	1 380	1 380

注:  $t'_w$  为电厂所在地区室外供暖计算温度。

从供暖系统的实际运行情况来看, 散热器系统一直投入运行, 暖风机的运行率在 70% 左右, 无论是热态或是冷态, 室温基本满足或接近设计要求。

### 2.3 严寒地区紧身封闭锅炉房运行存在的问题

严寒地区的紧身封闭锅炉房夏季运行时, 因室外空气比较凉爽, 底层、运转层温度都能满足工作区域温度要求; 但部分电厂由于通风系统设计不合理, 炉顶温度偏高, 达到 60~70 °C。大部分电厂炉顶温度在 40~50 °C 之间, 人员停留时间不长或不经常停留, 能满足电厂生产和劳动卫生的要求。

冬季运行时, 设计锅炉送风机室内吸风口的系统其室内吸风口关闭, 切换到室外吸风口吸风。根据东北电力设计院对部分电厂的测试结果<sup>①</sup>, 炉顶平台处的温度在 30 °C 左右, 个别电厂还需要开启通风设施来对炉顶区域降温。同时, 在对一些严寒地区的电厂调研和咨询时发现, 紧身封闭锅炉房的底层温度偏低, 有的电厂在标高 0.00 m 层使用多至 10 台大煤炉取暖, 个别电厂出现管道冻裂的现象。

究其原因, 除了供暖系统的不正常运行外, 主要是锅炉房 0.00 m 标高层冷风渗透和冷风侵入严重。

### 3 冬季紧身封闭锅炉房内热压的影响

冬季运行时, 出现“上部热底部冷”的主要原因是紧身封闭锅炉房围护结构不严密或破损、进风窗和排风设施有缝隙。在同一个区域内, 相同高度不同位置的温度分布也是很均匀的, 距热源越近温度越高。在热态工况下, 对应于电厂当地的室外供暖计算温度, 锅炉房的室内供暖设计温度是 16 °C, 这个温度应指工作区域温度, 即运转层区域温度更为合适。

对于各个进风或者排风的缝隙或者开口, 由于其形状、大小、位置各不相同, 孔口的局部阻力系数

也各不相同, 将底层、运转层和炉顶的各个小的孔口简化为相应的一个开口, 其流量系数  $\mu = 1$ 、面积为  $F$ , 则  $F = \sum \mu_i F_i$ 。热压作用下的自然通风示意图见图 1。

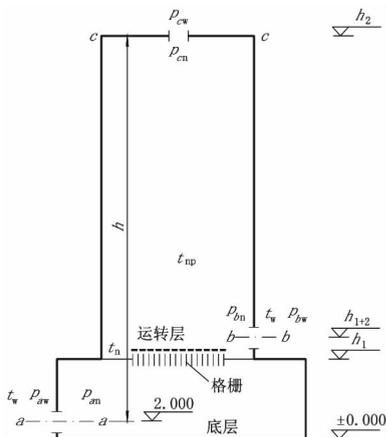


图 1 热压作用下的自然通风示意图

$a-a, b-b, c-c$  分别为底层、运转层、炉顶部分门窗缝隙或排风设施空隙或孔口等形成的综合开口。 $c-c$  处的温度  $t_c = 30$  °C,  $b-b$  处的温度  $t_b = t_n = 16$  °C,  $a-a$  处的温度假定比运转层低 6 °C,  $t_a = 10$  °C, 室外温度  $t_w = -20$  °C, 室内平均温度  $t_n = 20$  °C。

以  $a-a$  开口为例, 通过开口的空气流量为

$$G_a = 3\,600 \mu_a F_a (2\Delta p_a \rho_w)^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

式中  $G_a$  为通过  $a-a$  开口的空气流量, kg/h;  $\mu_a$  为  $a-a$  开口的流量系数,  $\mu_a = 1$ ;  $F_a$  为开口的净面积,  $\text{m}^2$ ;  $\Delta p_a$  为  $a-a$  开口两侧的压差, Pa,  $\Delta p_a = p_{an} - p_{aw}$ , 其中  $p_{an}$  为室内压力, Pa,  $p_{aw}$  为室外压力, Pa,  $\Delta p_a$  为负值, 计算时取其绝对值;  $\rho_w$  为对应于室外温度

① 李静海, 刘振一. 严寒地区大容量电厂主厂房采暖测试分析与设计优化论证. 电力暖通空调, 1994(4)

(-20℃)下的空气密度,  $\text{kg/m}^3$ ,  $\rho_w = 1.365 \text{ kg/m}^3$ 。

表4是 $\alpha$ - $\alpha$ 开口在不同压差、不同开口面积时的冷空气流量计算值。

$\Delta p_a/\text{Pa}$	开口面积/ $\text{m}^2$					
	1	3	5	10	20	30
5	13 301	39 902	66 503	133 005	266 011	399 016
10	18 810	56 429	94 049	188 098	376 196	564 294
15	23 037	69 112	115 186	230 372	460 744	691 116
20	26 601	79 803	133 005	266 011	532 021	798 032

对 $c$ - $c$ 开口,通过开口排出空气流量为

$$G_c = 3\,600\mu_c F_c (2\Delta p_c \rho_c)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

式中  $G_c$  为通过 $c$ - $c$ 开口的空气流量,  $\text{kg/h}$ ;  $\mu_c$  为 $c$ - $c$ 开口的流量系数,  $\mu_c = 1$ ;  $F_c$  为 $c$ - $c$ 开口的净面积,  $\text{m}^2$ ;  $\Delta p_c$  为 $c$ - $c$ 开口两侧的压差,  $\text{Pa}$ ,  $\Delta p_c = \Delta p_a + gh(\rho_w - \rho_n)$ , 其中  $g$  为自由落体加速度,  $h$  为开口之间的高度, 以某实际工程为例,  $h = 70 \text{ m}$ ,  $\rho_n$  为对应于室内平均温度 20℃下的空气密度,  $\rho_n = 1.164 \text{ kg/m}^3$ ;  $\rho_c$  为对应于室内温度 30℃下的空气密度,  $\rho_c = 1.127 \text{ kg/m}^3$ 。

当 $\alpha$ - $\alpha$ 开口处  $\Delta p_a$  为不同值时,  $c$ - $c$ 开口处的排风量如表5所示。

$\Delta p_a/\text{Pa}$	$c$ - $c$ 开口面积/ $\text{m}^2$					
	1	3	5	10	20	30
5	45 683	137 048	228 413	456 825	913 651	1 370 476
10	46 475	139 425	232 375	464 750	929 500	1 394 249
15	47 254	141 762	236 271	472 541	945 083	1 417 624
20	48 021	144 062	240 103	480 206	960 413	1 440 619

从表4看出,随着开口两侧压差的增大,相同进风面积的进风量是不断加大的,对锅炉蒸发量在 1 000 t/h 的紧身封闭锅炉房来说,运转层下部各种门窗缝隙及空洞形成 10  $\text{m}^2$  的净开口面积是不难的,对安装屋顶通风器(阀板面积在 160  $\text{m}^2$  左右)或屋顶风机(风阀面积约 70  $\text{m}^2$ )的炉顶结构及高侧采光窗形成 4  $\text{m}^2$  的净开口面积也是很正常的,对照表4,5,当  $\Delta p_a = 10 \text{ Pa}$  时,10  $\text{m}^2$  的进风面积和 5  $\text{m}^2$  的排风面积形成了约  $18 \times 10^4 \text{ kg/h}$  的空气流量,按冷态维持室内温度 5℃考虑,加热这些冷空气所需要的热量为 1 250 kW,对照表3,这个数值已大于散热器的安装热负荷。

从表3中看出,这部分耗热量占了同类工程除热风幕以外其余安装负荷的 3/4 以上,而锅炉房的底层设备散热少,冷风进入量大,因此,冷风渗透和冷风侵入对底层温度的影响是巨大的,同时造成了

相当大的能源消耗。

#### 4 冬季运转层封闭和锅炉房循环通风系统

鉴于紧身封闭锅炉房冬季不可避免地形成热压通风问题和造成大量冷风渗透,在满足通风面积要求的前提下,设计时应尽量选用密封性良好的侧窗;严寒地区不能仅采用固定百叶窗或者电动百叶窗作为进风窗。取消炉顶紧身封闭的用于采光的位置较高的侧窗,因其一旦破损,若不能及时维修,就会造成大量的无组织排风,炉顶平台的采光可改为人工照明。无论是屋顶通风器还是屋顶风机,必须满足设备本体漏风率的要求。

冬季采取封闭运转层的措施将会大大改善冬季锅炉房底层的热环境,具体做法是运转层采用钢格栅结构,以利于夏季通风;冬季在钢格栅上铺2~3 mm 厚的阻燃型橡胶板或其他易于铺展和卷起的难燃或不燃材料,根据室内温度要求,合理控制铺展面积。一年中只在冬季开始时加保温层,冬季结束时撤保温层,操作时间短,工作量小。

封闭运转层的做法是将运转层上部和下部近似地分成两个区域,使无序热压排风对底层的影响大大降低,减少了冷风渗透和侵入。同时,可降低供暖设备的安装数量,节约能源。

国华内蒙古准格尔电厂二期(2×300 MW)机组工程锅炉房夏季通风系统为底层侧窗和运转层百叶窗加封闭卷帘进风,上部有锅炉送风机吸风口,炉顶设屋顶风机排风,冬季锅炉送风机自室外吸风,进风和排风设施均关闭。运转层平台绝大部分采用花纹钢板而未采用钢格栅,运转层上部和下部相通的仅有炉膛四周留有的 1 m 宽格栅板和钢梯,运转层上部各层均为钢格栅。

此外,冬季锅炉房还设有循环通风系统,即在炉顶 61.8 m 层平台每台锅炉布置 4 台送风机组,每台送风机组风量为  $2 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{h}$ 。自炉顶吸风,由断面尺寸为 1 000 mm×800 mm 的风道沿紧身封闭内侧与锅炉送风机炉内吸风风道送至运转层以下,以充分利用炉顶的热空气用于锅炉房底层的供暖,同时增加底层的室内压力,减少窗缝等的冷空气渗透和侵入。

由于运转层平台被花纹钢板大面积封闭,锅炉房底部受热压的影响会大大降低,同时,顶部的热风由冬季循环通风系统送到运转层以下,既补充了

(上接第8页)

热量,又增加了室内压力,使通过缝隙、空洞的冷风侵入量减少,这样锅炉房底部温度过低或结冻现象发生的可能性大大降低,多年来的运行证明,锅炉房底层的温度满足设计要求,效果令人满意。

## 5 结论

紧身封闭锅炉房冬季热压作用下的无序通风是造成锅炉房底层偏冷的主要原因,锅炉房夏季通风设计必须考虑进风窗的面积,尤其是底层的进风窗面积在冬季带来的不利影响。一味增加供暖设施安装容量并不能很好地解决底层偏冷的问题,供暖负荷系数取在1.3~1.8,并辅以切实可行的措施即可满足供暖设计要求。

冬季封闭运转层的做法可以降低热压通风造成的锅炉房底部偏冷的影响;冬季锅炉房循环通风系统充分利用了炉顶热空气的热量,增加底部热量和室内压力,防止或减少冷风渗透和侵入,是切实可行的改进措施。

## 参考文献:

- [1] 机械电子工业部. GB 10184—88 电站锅炉性能试验规程[S]. 北京:中国标准出版社,2005
- [2] 李善化,康慧,孙相军,等. 火力发电厂及变电所供暖通风空调设计手册[M]. 北京:中国电力出版社,2001
- [3] 湖南大学,同济大学,太原工学院. 工业通风[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1983