春场坝抽水蓄能电站通风空调及排烟设计

王静泓， 乔 琪
（中国电建集团成都勘测设计研究院，四川 成都 610072）

摘 要：与常规水电站地面式厂房的结构形式不同，春场坝抽水蓄能电站安装层位于 2 294.90 m 高程地面，主机层位于 2 253.63 m 高程的地下竖井井底，高差达 41.00 m，自然通风无法满足要求。因此，采用机械送风方式通过风机和风管送风至井底主机层工作面，排风通过井内、外的压力差排出井外；笔者考虑到井壁的自然吸热功能及主机层的发电设备散热、散湿，湿度过大将影响机电设备的正常运行，设置升温性除湿机对井底主机层进行温湿度调节；根据现行规范，需要对井底主机层进行机械送风及机械排烟。经上述措施，充分满足电站温湿度的控制要求并达到消防安全的目的。

关键词：通风空调设计；排烟设计；抽水蓄能电站
中图分类号：TV743；TV735 **文献标志码**： B **文章编号**：1001-2184(2023)06-0092-04

Ventilation, Air Conditioning System and Smoke Exhaust Design of Chunchangba Pumped Storage Power Station

WANG Jinghong, QIAO Qi
(PowerChina Chengdu Engineering Corporation Limited, Chengdu Sichuan 610072)

Abstract: Different from the structure of conventional ground-type powerhouse of hydropower station, the installation floor of Chunchangba pumped storage power station is located on the ground with an elevation of 2294.90m, while the main engine floor is located at the bottom of the underground shaft with an elevation of 2253.63m and there is a height difference of 41 meters. Natural ventilation cannot meet the requirements. Therefore, mechanical air supply is adopted on the working face of the main engine floor at the bottom of the shaft through the fans and air ducts, and the exhaust air is discharged out of the shaft through the pressure difference between inside and outside of the shaft. Considering the natural heat absorption function of the well wall and the heat dissipation and dehumidification function of the power generation equipment on the main engine floor, which will affect the normal operation of the mechanical and electrical equipment, a temperature-raising dehumidifier is set at the bottom of the well to adjust the temperature and humidity of the main engine floor. According to the current regulations, the mechanical air supply and smoke exhaust are required for the main engine floor at the bottom of the well. Through the above measures, the temperature and humidity control requirements of the power station can be fully met to achieve the purpose of fire safety.

Key words: Ventilation and air conditioning design; Smoke exhaust design; Pumped storage power station

0 引 言

春厂坝抽水蓄能电站位于小金川河支流沃日河干流下游，距吉斯沟汇口下游约 1.58 km，厂房位于小金川河干流小金县上游约 1.93 km，当装机容量为 5 MW 时，汛期电量约为 735 万 kW·h，平枯期发电量为 530 万 kW·h。厂房包括位于 2 294.90 m 高程地面的安装层以及位于 2 253.63 m 高程的竖井井底的主机层，井深达 41.00 m。

收稿日期：2023-03-29

1 设计参数

1.1 室外气象参数

小金川流域位于青藏高原以东的高山峡谷区域，具有典型的高原型季风气候特征。冬季时间较长、气温较低、降水量少、气候寒冷且干燥，夏季则时间短，雨天多，气候相对凉爽。此外，该流域的日照时间长，昼夜温差较大，有风速大、黄沙大等特点。

据该流域内小金县气象站 1961—1990 年气象统计：多年平均气温 11.9 ℃，极端最高气温

35.9 ℃,极端最低温度－11.7 ℃,多年平均相对湿度 51%。

根据《水力发电厂供暖通风与空气调节设计规范》NB/T 35040－2014[1] 中的有关室外空气计算参数统计方法的规定,以盖玉气象站的气象统计资料进行修正[2],确定该电站通风空调系统设计计算的室外空气参数,室外空气设计参数见表 1。

表 1　室外空气设计参数

室外空气参数	温度 /℃
夏季通风室外计算温度	20.7
夏季空调室外计算干球温度	27.6
夏季空调室外计算日平均温度	22.5
冬季供暖室外计算干球温度	－4.6
冬季空调室外计算温度	－6.2

1.2　室内空气设计参数

室内空气设计参数按《水力发电厂供暖通风与空气调节设计规范》NB/T 35040－2014 的取值范围选用,同时参考并且对照国、内外已建造完成的水电站中、大型地面厂房与地下厂房的设计标准和实际运行情况,并结合该电站的运行环境条件及实际运行的要求,最终确定该电站的厂房各层对应采用的空气设计参数列,厂房各部位室内温、湿度设计参数见表 2。

表 2　厂房各部位室内温、湿度设计参数[2]

位置	夏季		冬季
	温度 /℃	相对湿度 /%	温度 /℃
主机层	≤30	≤75	≥10
安装层	≤30	≤75	≥10

2　通风空调设计方案

2.1　主机层主要设备发热量计算

(1)盖板的发热量

$$Q_1=n\times F\times K(t_r-t_n)\quad \text{kcal/h} \qquad (1)$$

式中　n 为发电机机组台数(台),$n=1$;F 为发电机盖板的传热面,m^2,$F=22.4$;K 为发电机盖板的传热系数,一般取:$k=5.5(\text{kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot℃)$;$t_r$ 为发电机盖板内的平均温度,℃,一般取:$t_r=40\sim42$ ℃;t_n 为主机层的设计温度,℃,$t_n=30$ ℃。

$$Q_1=1\times22.4\times5.5\times(41-30)$$
$$=0.135\ 4\times10^4\quad \text{kcal/h}$$

(2)发电机漏风发热量

$$Q_2=\beta_L\times V_L\times C\times R\times(t_L-t_N)\times n\quad \text{kcal/h} \qquad (2)$$

式中　β_L 为漏风系数,钢盖扳:$\beta_L=0.3\%$;V_L 为发电机冷却循环风量(m^3/h)。

$V_L=860\times[N\times(1-\eta)]/(0.24\times\Delta t\times r\times\eta)]$ m^3/h;C 为空气比热(kcal/kg·℃),取 $C=0.24$ kcal/kg·℃;

式中　r 为空气容重(kg/m^3),$r=1.2$ kg/m^3;N 为发电机额定功率,kW,$N=500$ kW;t_N 为主机层的设计温度,℃,$t_N=30$ ℃;t_L 为发电机漏风温度,℃,取 $t_L=35\sim40$ ℃;n 为发电机机组台数(台),$n=1$;η 为发电机效率,%,$\eta=98.4\%$;Δt 为发电机冷却器前后的空气温差,一般取:$\Delta t=20\sim25$ ℃;t_L 为发电机漏风温度℃,一般取:$t_L=37$ ℃。

$$V_L=860\times[500\times(10.984)]/[(0.24\times23\times1.2\times0.98)]=0.106\times10^4\ \text{m}^3/\text{h}$$

$$Q_2=0.3\%\times0.106\times10^4\times0.24\times1.2\times(40-34)\times3=0.001\ 64\times10^4\quad \text{kcal/h}$$

(3)机旁保护控制屏发热量

$$Q_3=860\times E_Z\times Y_Z\times P_Z\times n\quad \text{kcal/h} \qquad (3)$$

式中　E_Z 为利用系数,$E_Z=0.4$;Y_Z 为实用系数,$Y_Z=0.5$;P_Z 为室内低压配电盘功率损耗,$P_Z=2.2$;n 为控制屏台数,$n=4$ 台。

$$Q_3=860\times0.4\times0.5\times1.1\times4$$
$$=0.151\ 4\times10^4\quad \text{kcal/h}$$

(4)高低压电缆发热量

$$Q_4=0.86\times n_d\times Y_L\times P_L\times L_d\quad \text{kcal/h} \qquad (4)$$

式中　n_d 为电缆束中的电缆根数(单根),$n_d=6$;Y_L 为电缆束的散热系数,$Y_L=0.8\sim0.9$;P_L 为气温为 32 ℃时电缆功率损耗(W/m),$P_L=33.2$ W/m;L_d 为电缆束的长度(m),$L_d=75$ m;

$$Q_4=0.86\times6\times0.8\times33.2\times75$$
$$=1.028\times10^4\quad \text{kcal/h}$$

(5)球阀油压装置的发热量

$$Q_5=860\times n\times X\times e\times(1-\eta)/\eta\times P\quad \text{kcal/h} \qquad (5)$$

式中　n 为电动机运行台数,$n=2$ 台;X 为实耗系数,一般 $X=0.7\sim0.9$;e 为利用系数,$e=0.4$;η 为电动机效率,$\eta=87\%$;P 为电动机额定功率,$P=6.2$ kW;

$$Q_5=860\times2\times0.8\times0.4\times(1-0.87)/0.87\times6.2=0.051\times10^4\quad \text{kcal/h}$$

(6)检修排水泵的发热量

$$Q_6=860\times n\times X\times e\times(1-\eta)/\eta\times P \quad \text{kcal/h} \tag{6}$$

式中　n 为电动机运行台数，$n=2$ 台；X 为实耗系数，一般 $X=1$；e 为利用系数，$e=0.9$；η 为电动机效率，$\eta=92\%$；P 为电动机额定功率，$P=15$ kW。

$$Q_6=860\times2\times1\times0.9\times(1-0.92)/0.92\times15=0.201\ 8\times10^4 \quad \text{kcal/h}$$

(7)高低压电缆发热量

$$Q_7=0.86\times n_d\times Y_L\times P_L\times L_d \quad \text{kcal/h} \tag{7}$$

式中　n_d 为电缆束中的电缆根数(单根)，$n_d=1$；Y_L 为电缆束的散热系数，$Y_L=0.8\sim0.9$；P_L 为气温为 32 ℃时电缆功率损耗(W/m)，$P_L=22.6$ W/m；L_d 为电缆束的长度，m，$L_d=75$ m；

$$Q_7=0.86\times1\times0.9\times22.6\times75=0.131\ 2\times10^4 \quad \text{kcal/h}$$

(8)主机层的总发热量：

$$Q=1.700\times10^4 \quad \text{kcal/h}$$

2.2　排除主机层余热所需通风量计算

$$G=q/[c\times r(t_p-t_j)] \quad \text{m}^3/\text{h} \tag{8}$$

式中　q 为厂内发热量(kcal/h)；c 为空气比热(kcal/kg·℃)，一般取：$c=0.24$ kcal/kg·℃；t_p 为排风温度(℃)，$t_p=26$ ℃；$r=0.870$ kg/m^3；t_j 为送风温度(℃)，$t_j=20.7$ ℃。

$$G=1.700\times10^4/[0.24\times0.870\times(26-20.7)]=1.881\times10^4 \quad \text{m}^3/\text{h}$$

2.3　通风系统选型

主机层位于 2 253.63 m 高程，采用 2 台斜流风机经预埋风管送至竖井井底的工作面，采用机械送风方式通过风机和风管送风至井底主机层工作面，排风通过井内、外的压力差排出井外。斜流风机布置于 2 294.90 m 高程地面安装层，主机层总送风风量为 20 000 m^3/h。

厂房总通风量为 27 200 m^3/h(S−1 送风系统＋S−2 送风系统＋室外自然进风 7 200 m^3/h)。

地面安装层外墙设置 4 台轴流风机排风(P−1 排风系统)，总排风量 27 200 m^3/h，安装层进风由室外空气经地面门窗自然进入[3]。通风排烟系统图见图 1。

2.4　采暖系统

机电设备运行时的散热量是水电站地面式厂房在冬季时冷负荷的主要来源，厂房冬季采暖方案为：采用减少厂房通风量并利用机组发电时机电设备发热进行自采暖，不额外设置采暖设备对地面厂房及地下竖井进行供暖，从而达到节能降耗的目的。

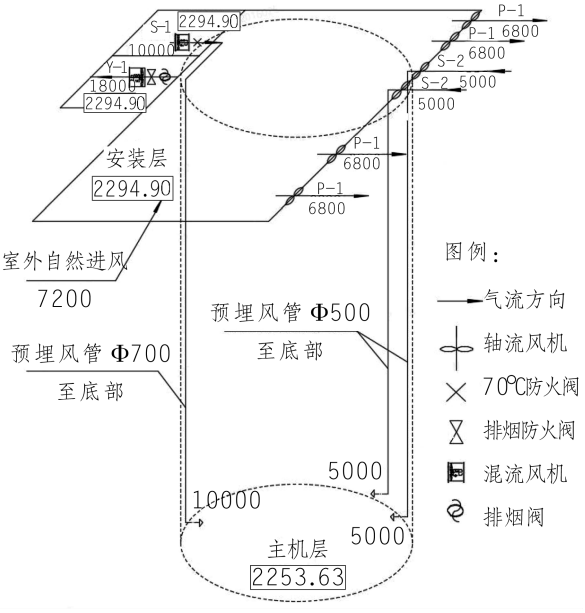

图 1　通风排烟系统图

2.5　空调系统

位于地面以下竖井内壁围护结构的表面散湿量以及机电设备表面形成的凝结水是厂房内主要的散湿量，影响设备表面产生凝结水的因素有很多，主要有电站厂房所处的地质条件与季节、围护结构的形式、设备的构成材料与厚度等[4]。根据相关设计手册及春场坝抽蓄电站的厂房结构特点，地面安装层的各区域不考虑散湿量，湿度过大会影响机电设备的正常运行。

2.5.1　空气除湿处理过程计算

除湿机设计选型按名义除湿量 10 kg/h 来计算。除湿机的送风风量按照 3 000 m^3/h 来取值，除湿机压缩机一般采用 5HP 涡旋式，蒸发温度 8 ℃、冷凝温度 40 ℃设计，制冷量为 17.2 kW。整个除湿过程以焓湿图为基础，除湿机空气处理过程图见图 2。进风时的空气参数(状态点 1)名义工况，根据国家标准规定，干球温度为 27.6 ℃，湿球温度为 21.8 ℃，露点温度为 18.9 ℃，相对湿度为 62%，焓值为 62.434 kJ/kg 干空气，绝对含湿量为 13.857 6 g/kg 干空气；经蒸发器冷却处理后的空气处于机械露点状态点 2[5]，此点的焓值为：

$$h_2=h_1-Q_0/(\rho V)=62.434-17.3\times3\ 600/(1.2\times2\ 800)=43.898 \text{ kJ/kg 干空气}$$

状态点 1 经过蒸发器冷却处理后到状态点 2 所析出的凝结水的量则是除湿机的除湿量[6]：

$$D=\rho V(d_1-d_2)=1.2\times 2\ 800\times(13.857\ 6-10.426\ 7)=9\ 796\ \text{g/h}$$，即 9.796 kg/h。

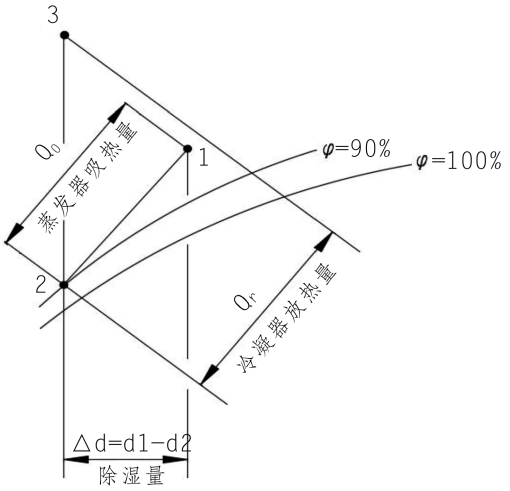

图 2　除湿机空气处理过程图

竖井井底主机层设置 2 台除湿量为 10 kg/h 的升温型除湿机对工作面的设备运行环境进行除湿，除湿机内置的风扇将潮湿需处理的空气从机器下部回风口吸入机内，经过热交换器的处理，潮湿空气中的水分子便冷凝成水珠，经过处理过程后的干燥空气通过机器上部的送风口送至室内，经过这些循环过程使室内的湿度能够保持在适宜的相对湿度范围内[7]。

3　排烟设计方案

根据规范《建筑防烟排烟系统技术标准》GB 51251（2018 版），需对厂房采取排烟措施。主机层设置机械排烟系统，平时送风用的 1 台混流风机（S－1 送风系统）兼作事故补风机，排烟风机（Y－1 排烟系统）和补风机均设置于安装层外 2 294.90 m 高程风机室内，火灾时排烟风机和补风机同时运行。排烟系统排烟量为 18 000 m^3/h，补风量为 10 000 m^3/h。

事故排烟系统的消防控制逻辑和控制要求为：

（1）火灾确认后，需要在 15 s 内由火灾自动报警系统联动且开启排烟风机进风管道式排烟阀、排烟风机及补风机（补风机、排烟风机进风管 280 ℃排烟防火阀和补风机出风管 70 ℃防火阀始终保持常开）。并且应该在 30 s 内由火灾自动报警系统控制下自动关闭与常规通风系统有关的 4 台轴流风机（P－1 排风系统）；

（2）补风机出风管 70 ℃防火阀在管内空气达到 70 ℃时自动熔断，并且立即反馈关闭信号给消防控制中心，关闭补风机，停止风机补风；

（3）排烟风机进风管 280 ℃防火阀在管内烟气达到 280 ℃时自动熔断，并反馈关闭信号给消防控制中心，关闭排烟风机；

（4）常闭管道式排烟阀可手动开启，无论手动开启还是消防控制中心自动开启，其开启信号均应与排烟风机联动；

（5）排烟用补风机与排烟风机需要在方便人工操作的地方设置一套紧急启动按钮，并且按钮需要具有明显的指示标志与防止非火灾时误操作的保护装置。

4　结　语

抽水蓄能机组统一进行打捆国际招标是中国在政策上支持民族工业的发展、促进中国抽水蓄能电站机组的相关设备国产化的一项重要措施[8]。针对不同的厂房的特点选取相应的通风空调系统设计、排烟系统设计，使厂房内的各项设备满足安全运行的环境要求，控制温度、湿度达到对应的标准，保证各类机电设备的稳定通畅运行。

参考文献：

[1] 水力发电厂供暖通风与空气调节设计规范，NB/T 35040-2014[S].

[2] 中国气象局气象信息中心资料室，清华大学建筑技术科学系. 中国建筑热环境分析专用气象数据集[M]. 北京：中国建筑工业出版社，2005.

[3] 肖益民，林婷莹，徐蒯东. 地下水电站主厂房通风空调系统设计风量的确定[J]. 暖通空调，2014，44(12)：27-31.

[4] 徐文华. 室内空气品质与通风[J]. 制冷与空调，2015，15(10)：72-83.

[5] 赵平歌. 地下建筑的防潮除湿研究[J]. 地下空间与工程学报，2007，3(6)：987-989.

[6] 胡铁山. 地下建筑热湿环境与热湿耦合对流传递模型研究[D]. 重庆：重庆大学，2006.

[7] LEE K H，LEE C H. Characterization of the flow field and stratification effects of fuel spray in a visualization engine using DPIV and entropy analysis[J]. Experimental Thermal and Fluid Science，2007，31 (6)：579-592.

[8] 贺婷婷. 白莲河抽水蓄能电站通风空调设计[J]. 水力发电，2010，36(7)：73-75.

作者简介：

王静泓（1990-），女，甘肃兰州人，工程师，硕士，从事水电暖通设计工作；

乔　琪（1982-），男，四川宜宾人，高级工程师，硕士，从事水电暖通设计工作.

（责任编辑：廖益斌）