

文章编号:1006-7329(2001)01-0042-07

三峡电站主厂房夏季热态模型试验及其分析^{*}

张 翔, 何天祺

(重庆大学B区 城建学院, 重庆 400045)

摘要:简要介绍了三峡电站主厂房发电机层分层空调的模型试验,以确保节能和分层空调效果为原则,重点对夏季不同屋顶温度、发电机盖板散热量、送风速度以及阿基米德数对工作区空气分布特性的影响等问题作了初步分析与研究,得出了一些可供参考的结论。

关键词:水电站; 分层空调; 模型试验; 空气分布

中图分类号: TU96⁺2

文献标识码: A

三峡电站左岸电厂是正在加紧建设中的我国特大型长江三峡水利枢纽工程的重要组成部分。为配合该项工程建设,我校受托进行其主厂房发电机层分层空调热态模型试验研究。作为实验研究任务的一部分,我们借助模型对夏季不同运行条件下标准机组段的空气分布性状进行了实测,重点对工作区空气分布特性进行分析与研究,其目的在于寻求既能满足工艺与舒适性要求,又能最大限度节约空调能耗的夏季最佳运行方案,进而实现该项工程最佳的全年运行调节。

1 工程概述

1.1 建筑设计概要

三峡电站左岸电厂主厂房发电机层包括十余个发电机组段和安装工段,分层空调部分全长约615.7 m,其中标准机组段建筑尺寸约为38.3×39.0×38.7 m,分层空调区高度为5 m。主厂房发电机层剖面示意图1^[1]。

1.2 内部热源及其分布

标准机组段内发电机盖板是主要散热源。发电机组采用封闭式空气自循环风冷却方式,循环风量约为 $61.2 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{h}$,平均风温约40~45℃。盖板直径约28 m,材质为钢板,表面刷漆。每台发电机组盖板传热加漏风散热得热负荷约为100.415 kW。

标准机组段内于屋面安装1 kW高压钠灯共25个,同时使用系数为1.0,段内一般无人员活动。其余散热可忽略不计。

1.3 发电机层分层空调方案简介

为实现主厂房发电机层的分层空调,初步方案设计中采用了如下措施:(1)在上、下游侧距地5.0 m高处设置喷口,形成多股射流平行送风,喷口直径为 $\varnothing 350 \text{ mm}$,结合下部回风,上部排风,使工作区处于回流区;(2)送风口布置较密,轴线间距约为3.5 m,使送风气流形成气幕,保持较好的屏蔽与分层效果;(3)非空调区上游侧顶部装有侧送式轴流风机,下游侧顶部屋面上装有排风机,靠通风换气带走部分照明散热量及外围护结构散热量。这有助于降低非空调区空气温度和围护结构

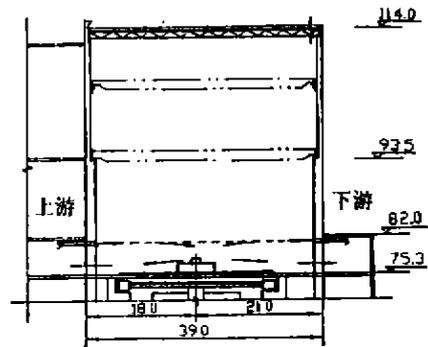


图1 主厂房剖面示意图

* 收稿日期:2000-06-13

作者简介:张翔(1977-),男,重庆人,硕士生,主要从事高大空间通风及空调研究。

温度,使其对空调区的辐射热转移量减小。

发电机层分层空调采用一次回风式普通集中空调系统,新风取自大坝廊道,总新风量为 $24 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{h}$,新风参数为 $t_w = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi = 70\%$ 。发电机层总送风量为 $98 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{h}^{[1]}$ 。

2 实验模型设计

2.1 相似准则

相似理论是模型试验的理论依据。在模型实验中,为使模型流动与原型流动相似,必须实现几何相似与动力相似。通风空调领域的研究表明,在几何相似条件下气流流动都处于雷诺自模区内。只要遵循阿基米德模型律,即取阿基米德准则作为本实验的相似准则,就能实现模型与原型间的相似。阿基米德数 Ar 是表征非等温射流特性的重要参数,它是送风射流的浮力与惯性力之比。在本模型实验中,阿基米德数表示为:

$$Ar = \frac{gd_0\Delta T_0}{V_0^2 T_0} \quad (1)$$

式中: g ——重力加速度, m/s^2 ;

d_0 ——送风口直径, m ;

ΔT_0 ——送风气流与周围空气温度差, K ;

V_0 ——送风口风速, m/s ;

T_0 ——送风温度, K 。

在高大厂房内,空气分布比较复杂,又并非均匀,加之厂房内温度场本身就是模型实验的研究对象,是待定的,这也正是上式中使用 T_0 来代替常用的 T_w 的原因。当取回风温度代表送风气流周围的空气温度后,由通风排热量 $q = C_p V_0 \rho_0 F \Delta T_0$, 得 $\Delta T_0 = \frac{q}{C_p V_0 F \rho_0}$ 。对于模型风口,送风口总面积 $F = \frac{\pi d_0^2 n}{4}$ 。经化简、整理,去掉常数 $\frac{\pi}{4}$ 后,于是得

$$Arq = \frac{gq}{C_p \rho_0 T_0 V_0^3 d_0 n} \quad (2)$$

式中 q ——通风排热量, W ;

C_p ——送风气流比热, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

ρ_0 ——送风气流密度, kg/m^3 ;

n ——风口个数。

该准则称之为“热量阿基米德数”,它也就是本模型实验的相似准则^[2]。

2.2 相似比例尺的确定

相似比例尺的确定既要使模型内需测量的各参数易测,又要使模型内各参数容易调控。考虑到本研究项目的具体条件,确定适用于标准机组段实验模型的各种相似比例尺如表1。

表1 实验模型的相似比例尺

几何比例尺	送风温度比例尺	温差比例尺	风速比例尺	风量比例尺	热量比例尺	密度比例尺
C_L	C_{T_0}	$C_{\Delta T}$	C_{V_0}	C_Q	C_q	C_{ρ_0}
$\frac{1}{11}$	1	1	$\frac{1}{3.3}$	$\frac{1}{399}$	$\frac{1}{401.3}$	1

2.3 发电机层标准机组段实验模型设计与制作

根据几何比例尺为 $C_L = \frac{1}{11}$, 确定模型框架总体尺寸为 $3\,482 \times 3\,164 \times 3\,500 \text{ mm}$ 。模型采用木

制框架作主要支承结构,再用保温材料充填于框架内,同时模拟原形吊物孔、集中回风门洞。

模型两端面内贴铝箔,模拟绝热面,其中一面设有出入门及观察窗。送风口位于两侧壁面,风口直径为 $\varnothing 32$ mm,风口间距为318 mm,风口轴心距地板450 mm。壁面保温材料厚40 mm,两侧层板各10 mm厚。

模型地板上铺10 mm厚的层板,下衬50 mm厚的保温材料。为配合发电机盖板发热模拟,地板离实验室地面300 mm,留出空腔以保证盖板发热元件的布置。

3 模型测点布置及实验测试仪表与调控装置

3.1 模型测点布置

本模型实验共布置121个温度测点,具体布置为:在模型内距地0.1 m高度平面上布置1[#]~13[#]、106[#]~121[#]共29个测点(见图2);在0.2 m高度平面上布置14[#]~22[#]共9个测点;在0.7 m高度平面、1.0 m高度平面、2.0 m高度平面上各布置4个测点。为测试模型中央温度梯度,在模型中央0.3 m~2.5 m高度范围内从下至上布置8个测点。为测试送风射流特性,在理论送风射流轨迹上边界处布置14个测点,下边界处布置10个测点。除了0.1 m高度上的106[#]~121[#]测点外,以上测点都布置在No. 6风口中心断面上。

为测试屋顶和两侧壁面温度,在屋顶内表面和两侧壁面各布置9个测点。在两侧No. 6风口出风口处,分别布置49[#]和50[#]测点。在两侧回风口处,分别布置104[#]和105[#]测点。

在工作区,风速测点与温度测点位置相同。此外,在两侧送风口处也布置了风速测点。为测试左右送风道内的风速,在其断面上布置了4个风速测点。为测试送风道内的温度,分别在两侧送风道内各设3处温度测点。

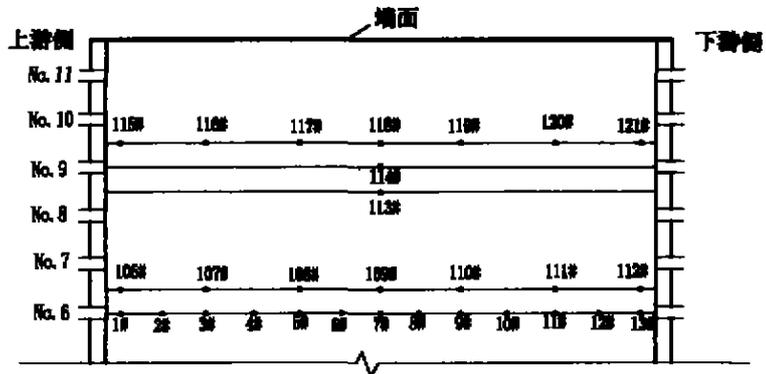


图2 模型0.1 m高度平面上测点布置

3.2 主要测试仪表

3.2.1 XMD-200A型智能式数字测温仪

该智能测温仪由重庆飞鹏机电技术研究所研制,测温范围为 $-50^{\circ}\text{C}\sim 100^{\circ}\text{C}$,测量精度为 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$,其传感器采用热电偶,具有200个测点的自动显示、检测与打印功能。它设置串行、并行通讯接口各1个和微机分析检测软件1套。

3.2.2 QDF-3型热球式电风速计1台

该风速计用来测量工作区、送回风口及送风系统的风速,其测量范围为 $0.05\sim 10$ m/s。

3.2.3 标准水银温度计6支

该温度计用来测量送风道内的气流温度和环境温度。

3.2.4 D26-W型功率表1个

该功率表用于检测发电机盖板发热元件、红外线电取暖器和照明灯具的功率。

3.3 主要实验调控装置

3.3.1 KFR-40GW/BM型分体式空调器1台

空调器为变频冷暖机,制冷量 900~3 800 W,制热量 900~5 600 W。它用来模拟厂房的空调设备,向模型内送入冷风和热风。

3.3.2 HN-100 型红外线电取暖器 6 个

这些取暖器额定功率为 1 000 W,用来烘烤屋顶和上区壁面,借以模拟太阳辐射对外围护结构的热作用。

3.3.3 KHG-25B 型换气扇 1 台

该换气扇用作屋顶排风机。

3.3.4 轴流通风机 3 台

2 台轴流通风机装于左右送风道内用于空调送风,额定风量 $52 \text{ m}^3/\text{min}$,功率 125 W;另 1 台装于上游侧顶部,用作进风机。

3.3.5 节能灯组

含节能灯 25 个,额定功率 3 W,安装于屋顶,用于模拟灯具照明。

3.3.6 调压变压器 5 台

TDGC-3kVA 型 1 台,用于调节电取暖器功率;

TD6C2J-5/0.5 型 1 台,用于调节盖板散热量;

TDGC2J-0.5 型 3 台,分别用于调节轴流通风机功率和节能灯功率。

3.3.7 KLT-12B 型离心通风机 2 台

该离心通风机额定风量 $28 \text{ m}^3/\text{min}$,功率 60 W,用于工作区空调回风。

4 标准机组段空气分布特性的实验分析

影响标准机组段分层空调空气分布特性的因素很多,有送风速度、送风温度、屋顶温度、盖板热源(即工作区热源)等。以下分别就各种主要因素对段内尤其是工作区空气分布特性的影响加以讨论。

4.1 屋顶温度

太阳辐射的强度会对室内温度场产生影响。由于本实验模型两个端面绝热,所以太阳辐射的变化主要体现为屋顶内表面温度的变化。本实验用取暖器烘烤屋顶来模拟太阳辐射,其功率的变化就会引起屋顶内表面温度的变化,从而影响内部空间及工作区的温度场。

当盖板散热量为 173.9 kW,屋顶照明散热 26 kW,送风量为 $30\ 600 \text{ m}^3/\text{h}$,即每个送风口风速为 8 m/s,送风温度为 $19 \text{ }^\circ\text{C}$ 时,改变屋顶内表面温度,可以看出工作区温度场的变化,如表 2 所示。

从表中可知,随着屋顶温度降低,温度梯度减小,气流的流动也就随之减弱。不仅屋顶传入空调区的辐射热量减少,而且非空调区传入空调区的对流热量也减少。因此,屋顶温度越低,工作区平均温度就越低,对工作区就越有利。

表 2 屋顶温度对温度场的影响

屋顶平均温度 t_1 ($^\circ\text{C}$)	38.0	34.8	33.0	30.0	28.1	26.0	25.6
工作区平均温度 t_n ($^\circ\text{C}$)	27.76	27.18	27.00	26.30	26.20	25.04	24.66
中央上升热气流总温升 ($^\circ\text{C}$)	5.9	4.4	3.7	2.1	1.5	0.9	0.4
温度梯度 ($^\circ\text{C}/\text{m}$)	0.164	0.122	0.103	0.058	0.042	0.025	0.011

依据上述实测数据,将 t_n 与 t_1 进行线性拟合,得到如下形式的回归方程:

$$t_n = 0.222 3t_1 + 19.453 2 \quad (3)$$

可以看出,屋顶内表面温度每升高 $1 \text{ }^\circ\text{C}$,工作区平均温度大约升高 $0.22 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

4.2 盖板散热量

对于一般高大厂房,本实验中的盖板散热相当于室内热源,是室内负荷中很重要的一部分,对工作区温度场有一定影响。

在屋顶照明散热量为 24 kW,屋顶温度为 39 °C,送风量为 39 200 m³/h,送风速度为 10.6 m/s,送风温度为 20 °C 的情况下,改变盖板散热量,可以看出工作区温度场的变化情况,如表 3 所示。

表 3 发电机盖板散热量对工作区温度场的影响

盖板散热量 Q(kW)	173.9	160.5	110.1	96.2	85.7
工作区平均温度 t_n (°C)	28.1	27.9	27.3	27.0	26.4

当盖板散热时,盖板表面附近的气温就会比离盖板较远处的气温高,这样就形成了自然对流。工作区温度场就是送风射流和自然对流共同作用的结果。盖板散热量越大,自然对流就越强烈。

从表中可知,盖板散热量 Q 减少,工作区平均温度 t_n 就随之降低,它们之间的拟合关系式为:

$$t_n = 0.0167Q + 25.2478 \quad (4)$$

可见,室内负荷对工作区温度场的影响并不大。当送风气流很大时,有时可忽略室内负荷的影响。

4.3 送风速度

送风速度是影响工作区空气分布特性的重要因素,它对整个厂房空间的气流流动都会产生很大的影响,也是高大厂房分层空调研究的重要内容。

在送风温度为 19 °C,屋顶温度为 38 °C,盖板散热量为 110 kW 的情况下,改变送风速度,可以看出工作区温度和风速的变化情况,如表 4 所示。

表 4 送风速度对工作区空气分布特性的影响

送风风速 V_0 (m/s)	t_n (°C)	标准差 σ_n (°C)	不均匀系数 $K_n = \sigma_n/t_n$	工作区平均风 速 V_n (m/s)	标准差 σ_n (m/s)	不均匀系数 $K_n = \sigma_n/V_n$
11.6	26.35	0.266	0.014	—	—	—
10.9	27.02	0.292	0.013	0.40	0.089	0.223
10.2	27.52	0.336	0.012	—	—	—
8.3	28.10	0.324	0.012	0.43	0.082	0.191
6.9	28.50	0.348	0.012	0.34	0.060	0.176

从表中看出,随着送风风速 V_0 增大,工作区平均温度 t_n 降低,而平均风速 V_n 变化不大。工作区温度分布是中间低,两侧高,而风速分布是中间高,两侧低。这主要是因为两股送风射流相撞后,从工作区中间向两侧流动,形成回流。在这个过程中,冷气流的温差和速度都在衰减,冷却能力逐渐下降,致使越靠近侧壁的地方,温度越高,风速越低。随着 V_0 增大,这一现象更加明显。 V_0 增大还引起紊流增强,使工作区风速不均匀系数 K_n 增大,均匀性变差。 V_0 减小后,流动减缓,才使温度分布曲线更加平坦,均匀性增强。 V_0 与 t_n 的拟合关系式为:

$$t_n = -0.4317V_0 + 31.6357 \quad (5)$$

即风速每增加 1 m/s,工作区平均温度就要降低 0.43 °C。

另外, V_0 的变化还会引起气流流型的变化。当在标准送风工况(送风量 30 600 m³/h,送风口风速 8 m/s,送风温度 19 °C)下运行时,两股送风气流迎面相撞,由于热气流渗混加剧及盖板发热的影响使其温度升高,在工作区中央形成由下至上的热对流,升至一定高度后,就不再上升,而是向两侧壁流动。气流到达侧壁后,被壁面冷却,沿壁面下降,最后被卷入送风气流,从而形成有规律的流动。在射流轴线垂直断面上的气流流型如图 3 所示。当 V_0 过小时,送风气流还未相撞,便进入工作区。这时,送入的风量过小,满足不了要求。当 V_0 过大时,会使射流扩张角变大,使射流碰撞的区域变大,流动更加紊乱。这样,就会使非空调区与空调区之间的对流加强,传入空调区的热量增加。因此, V_0 过大或过小都不好。

4.4 送风射流的阿基米德数

实验证明:当风口型式一定, Arq 数所包含的三个送风参数任意变化时,射流的流型和轴心速度的衰减都完全相同。

在屋顶温度为 $37\text{ }^\circ\text{C}$, 盖板散热量为 104 kW , 照明散热量为 26 kW 的情况下, 本实验选取了几个不同的 Arq 数进行比较, 如表 5 所示。

从表中可见, Arq 与 t_n 之间并无必然的规律。 Arq 是 V_0 与 t_0 的综合作用结果, 主要是对气流的流型产生影响。只要合理选择送风口的型式和尺寸、送风温差和送风速度, 都能获得所需要的射程和落差。

一般说来, Arq 数较小时, 对工作区比较有利。但采用过小或过大的 Arq 数都是不经济的。在高大厂房中要求的射程较长, 射流能够得到充分的衰减, 因此送风速度和送风温差可以调节得大一些。

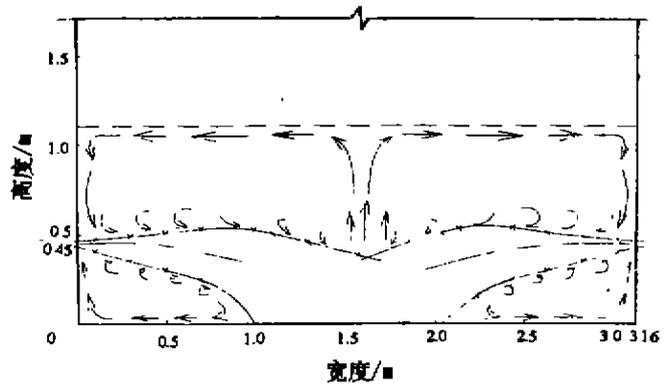


图3 射流轴线垂直断面上的气流流型

(注:图中×号为布置的温度测点)

表5 Arq 数对工作区空气平均温度的影响

$V_0(\text{m/s})$	2.30	2.55	3.1	3.5	3.3
$t_0(^\circ\text{C})$	20.35	17.20	18.85	18.70	22.25
Arq	0.018 08	0.01 622	0.009 07	0.008 69	0.006 99
$t_n(^\circ\text{C})$	28.3	26.79	27.32	26.05	28.10

为了满足工作区的空调要求, 双侧送风时射流上边界必须在工作区上方的中央位置搭接, 否则在中央地区会造成涡流, 从而影响工作区内温度分布和速度分布的均匀性。射流上边界搭接位置与 Arq 数密切相关, 当送风口高度一定时, Arq 数越大, 搭接位置越低; 反之, Arq 数越小, 气流弯曲率也小, 搭接位置就高^[3]。 Arq 数对射流上边界搭接位置的影响参见图 4。

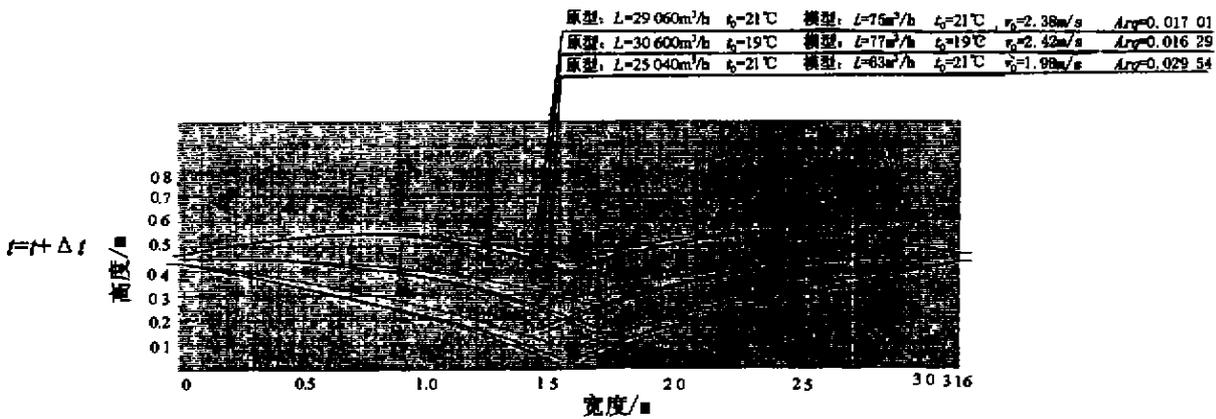


图4 不同 Arq 数时射流的流型

5 结束语

本文简单介绍了三峡电站主厂房发电机层分层空调模型实验相关的实验模型设计、制作及测试仪器、调控装置的合理选配, 对具有典型代表意义的发电机层标准机组段的空气分布特性进行了初步的分析和研究。分析表明, 屋顶温度、发电机盖板发热量、送风速度和送风射流阿基米德数 Arq

对厂房内部空气分布从不同角度都产生一定影响,其中送风速度的影响(尤其对工作区温度场的影响)更为显著。阿基米德数的影响则取决于送风速度和送风温度的综合作用,它主要影响厂房内的气流流型。在夏季的运行调节中,通过改变送风速度 V_0 (约 6.9 m/s~10.2 m/s 之间)和送风温度 t_0 (约在 19 °C~21 °C 之间),保持合理的 Ar_q 值(约在 0.016~0.023 范围内),则可实现合理的空气分布和满意的分层空调效果。

参考文献:

- [1] 何天祺,等. 三峡电厂发电机层夏季分层空调负荷特性与过程设计分析[J]. 重庆建筑大学学报,1999,21(6):100-104
- [2] 付祥钊. 二滩水电站地下主厂房气流组织模型实验研究[R]. 科学技术报告,1990
- [3] 陆耀庆主编. 实用供热空调设计手册[S]. 北京:中国建筑工业出版社,1993

Model Experiment and Primary Research of Laminated Air Conditioning in the Powerhouse of Three-Gorges Hydropower Station in Summer

ZHANG Xiang, HE Tian-qi

(Faculty of Urban Construction, Chongqing University B, Chongqing 400045, China)

Abstract: In this paper, the model experiment of laminated air conditioning in the powerhouse of Three-Gorges Hydropower Station was introduced. To assure the effect of air conditioning, the influence of different roof temperature, air supply velocity and Ar number on air distribution was analyzed and studied. Some conclusions have been drawn.

Keywords: hydropower station; laminated air conditioning; model experiment; air distribution