

中国大唐电力集团公司生产调度指挥中心空调设计

中国建筑设计研究院 杨向红[☆] 徐稳龙

摘要 介绍了该工程的基本情况。为降低运行费用、提高空调舒适度,工程采用冰蓄冷、大温差供水的低温变风量系统加独立的新风系统。采用冰蓄冷系统充分利用峰谷电价差,可节省系统的运行费用;采用低温变风量系统可以减少末端设备的送风量,减小管道尺寸,降低输送能耗,同时由于低温送风降低了室内空气相对湿度,使环境舒适度得以改善。

关键词 冰蓄冷 低温送风 变风量 独立新风

Air conditioning design of China Da Tang Power Group Headquarter Office Building

By Yang Xianghong[★] and Xu Wenlong

Abstract Presents the basic situation of the project. The ice thermal storage system, chilled water system with large temperature difference between supply and return chilled water and VAV system with low temperature air supply combined with dedicated fresh air system are used to reduce operating costs and improve occupants' thermal comfort. The operating cost can be reduced by adopting the ice thermal storage system to utilize the power price difference between high and low power demand periods. The adoption of the VAV system with low temperature air supply can reduce the air quantity, duct size and air transportation power consumption. At the same time, the low temperature air supply system provides more comfortable indoor environment due to lower relative humidity.

Keywords ice thermal storage, low temperature air supply, variable air volume, dedicated fresh air

① [★] China Architecture Design & Research Group, Beijing, China



杨向红

代表工程:

北京市西直门天兆家园

北京市城建大柳树小区

河北大学博物馆

北京航空航天大学公共
教学楼

广州大学城中山大学
体育馆

工程于 2003 年 12 月 5 日开工,2005 年 8 月 18 日正式竣工并投入使用。

最初委托笔者所在单位设计的甲方是北京大唐电力公司,因受建筑层高限制,空调系统方案采用的是风机盘管加独立新风系统。后来,甲方更改为中国大唐电力集团公司,该公司从领导到项目负责人都对此工程高度重视,他们将集团公司的建设目标定为在使用功能和管理要求上达到国家智能建筑设计甲级标准,建成符合国际智能化发展趋势

1 工程简介

1.1 项目概况

中国大唐电力集团公司生产调度指挥中心位于北京市西城区金融街 F10(3)地块内,总建筑面积 4.83 万 m²,地上 16 层,地下 5 层,建筑总高度 70 m,标准层层高 3.85 m,外形图如图 1 所示。此

①[☆] 杨向红,女,1968 年 8 月生,大学,高级工程师
100044 北京市西直门外车公庄大街 19 号中国建筑设计研究院机电院暖通所
(010) 68302643
E-mail: xianghong6@sohu.com
收稿日期:2007-03-20
修回日期:2007-04-23



图 1 建筑外形图

势、具有国内最尖端智能化技术的工程,功能定位为满足国际化、经营型、具备国内领先技术水平的一流智能化大厦,并且通过该项目树立电力部门在建筑项目中带头合理用电的形象。这些要求意味着甲方对建筑的耗电大户——空调系统设计提出了很高的要求。后经充分研究论证,为满足以后降低运行费用、提高空调舒适度的需要,决定采用冰蓄冷和低温变风量送风相结合,外加独立新风的系统。冰蓄冷系统能够提供比常规制冷机组温度更低的冷水,采用大温差送风的低温系统方案,可减少系统送风量,减小送风设备风道的规格和尺寸,相应减小风道和送风设备安装所需空间,保证室内吊顶高度。为彻底解决变风量系统由于设计不当造成的新风不足问题,本项目设置了独立的新风供给系统,进一步提高了低温变风量系统的空气质量。

1.2 主要设计参数

按照大楼各功能分区和用途确定室内夏季空调供冷设计参数,如表 1 所示。

表 1 夏季空调供冷设计参数

	室内供冷温度/℃	室内相对湿度/%	新风量/(m³/(人·h))
办公室	25	40	40
会议室	23	40	30
大堂	25	40	20
餐厅	23	55	20

1.3 负荷计算(见表 2)

2 系统介绍

2.1 冰蓄冷系统

表 2 负荷计算结果

时刻	房间冷负荷 /kW	新风冷负荷 /kW	总冷负荷 /kW(rt)
00:00	527		527(150)
01:00	527		527(150)
02:00	527		527(150)
03:00	527		527(150)
04:00	527		527(150)
05:00	527		527(150)
06:00	527		527(150)
07:00	527		527(150)
08:00	1 673	1 890	3 563(1 013)
09:00	1 813	1 890	3 703(1 053)
10:00	1 924	1 890	3 814(1 084)
11:00	1 917	1 890	3 807(1 082)
12:00	1 814	1 890	3 704(1 053)
13:00	1 891	1 890	3 781(1 075)
14:00	1 966	1 890	3 856(1 096)
15:00	1 983	1 890	3 873(1 101)
16:00	1 826	1 890	3 716(1 057)
17:00	1 867	1 890	3 757(1 068)
18:00	527		527(150)
19:00	527		527(150)
20:00	527		527(150)
21:00	527		527(150)
22:00	527		527(150)
23:00	527		527(150)
合 计	26 052	18 900	44 952(12 782)

冰蓄冷系统在国内已得到普遍应用,其初衷是利用昼夜电力峰谷电价差节省运行电费。夜间电价低谷时段制冷机组满负荷运行,提供的冷量除解决小部分基载负荷外,大部分储存于蓄冰设备中,在日间供冷高峰时段通过融冰供冷,减少或停止制冷机的运行,节约电费。对于电网公司,采用冰蓄冷系统另外一个积极意义是平衡电网昼夜负荷、满足“移峰填谷”之需。此外,冰蓄冷系统在供冷高峰时段通过融冰提供较低温度的冷水,为实现低温送风创造条件。

本工程采用部分负荷冰蓄冷系统,制冷机组和蓄冰设备为串联方式,主机位于蓄冰设备上游,设计工况的供冷运行方式为主机优先模式,部分负荷时按融冰优先模式运行。蓄冰装置采用 5 台钢制盘管成品蓄冰槽,总蓄冰量为 13 378 kWh(3 805 rth),占设计日空调负荷总量的 29.7%。主机采用 2 台双工况螺杆式冷水机组,制冷工质为 R22,载冷剂采用质量分数为 25%的乙二醇溶液。由于本

次设计属于修改项目,机房位置有限,故未设专用基载主机,制冷系统为双循环系统。冰蓄冷系统计算结果见表 3。

表 3 冰蓄冷系统计算结果

时刻	工况	主机制冰量/kW(rt)	主机供冷量/kW(rt)	蓄冰量/kWh(rth)	冰槽供冷量/kW(rt)	基载负荷量/kW(rt)
00:00	B	2 338(665)		6 392(1 818)		527(150)
01:00	B	2 282(649)		8 203(2 333)		527(150)
02:00	B	2 240(637)		9 954(2 831)		527(150)
03:00	B	2 113(601)		11 666(3 318)		527(150)
04:00	B	665(189)		13 252(3 769)		527(150)
05:00	I			13 389(3 808)	527(150)	527(150)
06:00	I			12 862(3 658)	527(150)	527(150)
07:00	I			12 334(3 508)	527(150)	527(150)
08:00	I		3 298(938)	11 807(3 358)	264(75)	
09:00	I		3 298(938)	11 543(3 283)	404(115)	
10:00	I		3 298(938)	11 139(3 168)	513(146)	
11:00	I		3 298(938)	10 625(3 022)	513(146)	
12:00	I		3 298(938)	10 119(2 878)	404(115)	
13:00	I		3 298(938)	9 715(2 763)	482(137)	
14:00	I		3 298(938)	9 233(2 626)	552(157)	
15:00	I		3 298(938)	8 681(2 469)	573(163)	
16:00	I		3 298(938)	8 108(2 306)	418(119)	
17:00	I		3 298(938)	7 689(2 187)	457(130)	
18:00	I			7 232(2 057)	527(150)	527(150)
19:00	I			6 705(1 907)	527(150)	527(150)
20:00	I			6 178(1 757)	527(150)	527(150)
21:00	I			5 650(1 607)	527(150)	527(150)
22:00	I			5 123(1 457)	527(150)	527(150)
23:00	B	2 415(687)		4 595(1 307)		527(150)
总计		12 053 (3 428)	32 980 (9 380)		8 794 (2 501)	7 384 (2 100)

注:B表示蓄冰,I表示供冷。

冰蓄冷系统流程如图 2 所示,为主机上游的串联系统,其中乙二醇侧设有二次泵系统,夜间制冰时,运行基载负荷二次泵供冷满足夜间负荷需要。通过系统控制可以实现以下 5 种运行模式:

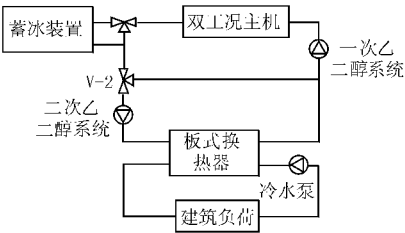


图 2 冰蓄冷系统流程

- 1) 主机制冰;
- 2) 夜间制冰+供冷;
- 3) 单主机供冷;
- 4) 单融冰供冷;
- 5) 主机供冷+融冰供冷。

冰蓄冷系统的设计基础是大楼全天供冷负荷,由表 2 可知,尖峰供冷量为 3 873 kW(1 101 rt),

大楼部分区域需要全天供冷,夜间供冷负荷较小。

蓄冰容量的选择和系统配置应基于经济性第一的原则,对于典型的办公大楼,昼夜冷负荷差异性很大,可选择部分蓄冰的系统形式,综合平衡一次投资和长期运行经济性。经过比较分析,系统总蓄冰容量为 13 378 kWh,融冰供冷量大约为设计日总负荷的 30%,具有较好的经济性。

设计日冰蓄冷系统运行模式和冷负荷平衡情况为:100%冷负荷条件下,高峰供冷时段,融冰和主机同时供冷,满足高峰供冷的需要。冰蓄冷系统运行控制模式应考虑最大可能地节省电费,首先是尽可能在电力尖峰和高峰时段更多融冰而少运行主机,其次是在部分负荷条件下尽可能实现电价尖峰和高峰时段内全融冰运行,完全关闭主机。超过 75%的存冰量在电力高峰和尖峰两种时段内融化提供冷量,其余则用于供冷高峰的时段补充主机供冷不足,这些时段也是电价平段,在一定程度上仍然具有一定的经济性。本项目冰蓄冷系统运行控制模式是基于融冰优先的原则,即保证所有储存冰量能在供冷当日融化完全,不足部分则利用主机供冷。

在部分负荷条件下,可进一步减少主机工作容量,当全日负荷低至设计日负荷的 30%左右时,则可实现全融冰模式,完全关闭制冷机。由于夜间供冷负荷很小,系统中无法单独设置基载主机,夜间运行主机制冰的同时,通过供冷换热器供冷,系统配置更加合理。

冰蓄冷系统的主要指标和配置如表 4 所示。

表 4 冰蓄冷系统的主要指标和配置

		备 注
基本指标		
峰值供冷量	3 873 kW	
供冷时间	24 h	夜间基本负荷
制冰时间	8 h	低谷电价时段
冷水供/回水温度	5 °C/14 °C	供回水温差为 9 °C
系统配置		
蓄冰容量	13 378 kWh	5 台蓄冰装置
制冷机	1 758 kW(500 rt)	2 台
制冰时间	8 h	低谷时段
冷却塔	水量 210 m³/h,32 °C /37 °C	4 台
一次乙二醇泵	流量 230 m³/h,扬程 30 m	两用一备
二次乙二醇泵	流量 65 m³/h,扬程 15 m	1 台
冷水泵	流量 200 m³/h,扬程 32 m	两用一备
冷却水泵	流量 420 m³/h,扬程 30 m	两用一备
供冷换热器	1 939 kW	2 台

经过对冰蓄冷系统与常规电制冷系统的对比分析,本项目采用冰蓄冷系统的经济性如下:

- 1) 初投资增加约 200 万元;
- 2) 每年运行电费节约近 55 万元,增加投资部分的静态回收期限为 3.6 a;
- 3) 系统电力配置容量降低 350 kW,电力削峰容量近 10%。

2.2 低温变风量系统

2.2.1 基本原理和系统构成

利用冰蓄冷融冰获得的低温冷水,将全空气变风量系统的送风温度降低到 10℃ 以下,增大冷水和空调风系统的送回温度差,减小系统水量和风量,同时,由于低温送风的除湿量较大,可有效降低空调系统的相对湿度,改善室内环境的舒适度。低温变风量系统由变流量冷水系统和变风量空气输送系统两大部分构成。

1) 变流量冷水系统

冷水泵为变频泵,通过中央控制系统设定供回水压差自动调节水泵转速,当供冷负荷较小时,水泵转速降低,能耗减小。

2) 低温变风量中央空气处理机组

低温变风量系统通过中央空调箱向空调区输送低温空气,送风温度设计为 9℃ 左右。低温送风空调箱与常温系统主要有两个方面的区别,首先是空调箱风机配置为变频调速,实现变风量运行;其次是低温要求,空调箱盘管换热面积加大,积水盘设计满足更大排水量需要,严格控制空调箱漏风率以及有效保温并防止冷桥。

3) 串联风机变风量末端

变风量系统的下游末端设备,按照各个空调房间分隔要求单独设置,串联风机风量按照一次风最大风量的 120% 配置,通过风机抽取吊顶内较高温度的回风,在末端箱体内与低温一次风混合,使空气在通过风口进入房间之前温度升高,至少高于室内露点温度 1℃,防止送风口表面结露。每台变风量末端配置了一次风量测量和调节装置以及末端数字控制器,通过设置于空调房间内的温控器反映室内实际负荷,改变送到空调末端内的一次风量,保持室内温度恒定不变,并达到节能的目的。利用变风量末端装置可对每个空调房间的舒适度进行独立控制和调节,最大程度满足不同人员的舒适度需要。

2.2.2 低温变风量系统技术要点

低温变风量系统的基本特征包括两部分:节

能、舒适。

由于冷水和空调送风系统的输送量均大幅度减小,系统主要的动力设备,包括冷水泵、空调机组的电动机容量显著减小。此外,由于低温送风更强的除湿能力,在满足空调舒适度需要的同时可适当提高空调房间设计温度,达到 25℃ 甚至 26℃,而不会降低空调的舒适度指标。提高室内设计温度,意味着大楼空调运行的节能效果将十分显著。

低温送风系统的低温特征带来两个方面的好处:首先,由于降低空调箱的处理温度,冷盘管的凝结水量加大,提高了空气过滤的效果。此外,空气中的浮尘、微生物等是依附在空气中湿颗粒表面的,低温送风降低湿度,相当于减小上述污染物的含量,使空气更加清洁。

低温送风系统实施的技术难点是优化送风温度和防止结露,需要从设计、安装和调试三个环节进行技术管理和质量控制。设计阶段,需要对送风温度进行优化,优化前提是对舒适度和经济性作深入的平衡分析,送风温度越低,舒适度越高,运行费用越低,但一次投资越高,反之亦然。因此,在设计初期,应通过综合评估和分析,确定适宜的送风温度,并对系统形式进行优化。合格保温、良好密封的风道和空调送风设备是低温送风系统正常运行的重要保证。施工过程中应严格控制工程质量,检测系统漏风量指标,妥善保温和隔绝冷桥。

2.2.3 经济性

低温送风经济性包括节省初投资、减少占用空间、降低长期运行能耗和减少维护成本四个部分。

2.2.3.1 初投资

常温送风通常采用 14℃ 送风温度,室内计算温度为 23℃,送风温差为 9℃,冷水供回水温差一般为 5℃。本项目送风温度经过优化,确定为 9℃,而办公区域的室内计算温度优化为 25℃,送风温差为 16℃,空调系统的送风量减少近 44%,而供/回水温度为 5℃/14℃,温差为 9℃,冷水输送量减少近 45%。由于送风量和冷水量减少,以下部分的投资相应减少:

- 1) 水泵和空调箱容量减小,降低设备采购成本;
- 2) 因水泵和空调箱容量减小,配电容量相应减小,节省电力配置容量和变电站建设成本;
- 3) 冷水管和送风管路截面积减少 40% 以上,

降低材料费用和安装成本;

4) 变风量末端规格减小, 节省末端的采购成本。

综合比较采用 14℃ 送风温度的常温变风量系统的初投资, 本项目低温送风系统初投资节省约 12%, 具有很好的经济性。

2.2.3.2 占用空间

由于冷水管、送风管路、空调箱容量全部减小, 各自占用的管路竖井面积、送风道安装高度、空调机房所需面积减小, 提高了大楼建筑面积的有效利用率, 并保证了建筑装修的吊顶高度。

2.2.3.3 运行能耗

与常温送风变风量系统相比, 低温送风系统空气侧能耗指标降低 40% 以上。经过比较, 本项目采用低温送风系统后空调系统(包括冷源侧和空气侧两部分)配电容量降低大约为 570 kW, 节能效果显著, 每年仅电费一项的节省估计超过 75 万元。

2.2.3.4 维护成本

空调系统中配置的动力设备有四种: 冷却塔、水泵、空调箱、串联风机末端。采用低温送风系统, 减小设备容量或减少设备数量, 从而减少了设备的维修保养工作量, 日后需要长期配备的易损件数量较少, 规格相应减小, 节约备件投资。

2.3 独立新风与改善室内舒适度

一般的变风量系统, 新风及回风由同一台空调箱处理, 并通过同一个送风系统送达各变风量末端, 尽管设计时新风量按照人员定量考虑, 但新风量占系统总送风量比例是一定的, 实际运行时, 随着不同朝向的房间空调负荷变化, 空调箱送风量随之增减, 新风输入量也相应增减, 往往导致有些房间的新风供给不足。为彻底解决变风量系统常见

的新风不足问题, 本项目设置了独立的新风供给系统, 在每层设有独立的新风机组, 并通过单独的送风道和风口将新风输送到各空调房间。新风系统不负担房间负荷, 只负担自身及部分湿负荷, 夏季新风送风干球温度为 17.2℃, 湿球温度为 16.1℃, 冬季新风送风干球温度为 33.3℃。独立新风的另外一个重要特点是定风量运行, 完全避免新风随负荷减小而减少的弊端, 确保新风供给满足人员需要。独立新风低温变风量系统原理如图 3 所示。独立新风的采用, 进一步提高了低温变风量系统的空气质量。

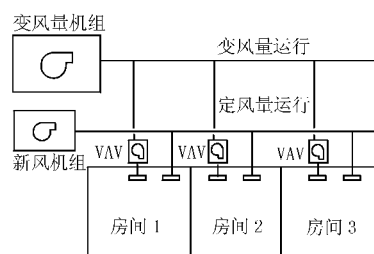


图 3 独立新风低温变风量系统原理

3 结论

低温变风量系统有效兼顾了经济性和舒适性。由于冰蓄冷的应用, 为采用低温送风创造了条件。将低温变风量系统与冰蓄冷系统相结合的系统形式, 在节约初投资、减小空调系统配电容量、降低系统运行能耗和电费的同时, 提高了室内环境的空气质量。同时, 由于采用独立新风系统, 克服了传统变风量空调系统因空调负荷减小容易产生新风不足的弊端, 进一步提升了空调运行的整体舒适度, 为建筑室内环境提供了品质保证。实践证明, 采用独立新风低温变风量系统, 获得了优异的舒适度、良好的经济效益和社会效益。

• 会讯 •

高等学校建筑环境与设备工程专业课程体系建设研讨会

全国高等学校建筑环境与设备工程专业课程体系建设研讨会于 2007 年 4 月 28 日至 30 日在青岛理工大学召开。与会代表 40 余名, 包括专业指导委员会的大部分委员, 以及各省市一些其他高校的专业教学负责人代表。青岛理工大学张健副校长、赵铁军副校长到会致贺词并介绍了青岛理工大学的办学历程和现状。本次会议主要议题为: 1) 建筑环境与设备工程专业本科生的培养目标和要求(教学型/研究型/应用型); 2) 各阶段教学课程的意义和组成; 3) 基础理论课和专业课的关系; 4) 专业师资队伍和课程教学能力

建设; 5) 实践教学对课程体系的支撑作用及落实措施。通过会议讨论, 代表们互相交流了教学经验, 在学科课程体系建设相关诸多问题上取得了一定的共识, 讨论成果将在本学科的全国高校范围推广。

指导委员会衷心感谢青岛理工大学各级领导和专业教师们对会议的支持和辛勤劳动, 同时对海尔公司、海信公司、三星公司及 WFI 公司对本次会议的支持表示感谢。

(胡松涛)