

文章编号: 1671-6612 (2024) 01-090-07

# 夏热冬暖地区冰球馆空调系统节能设计实践

陈震宇

(福建省建筑设计研究院有限公司 福州 350001)

**【摘要】** 以地处夏热冬暖地区的福州某学校冰球馆空气调节系统为例,从分析福州气候特征、冰球馆空调负荷特性着手,抓住温湿度控制要点,开展节能优化设计。该项目以传统冷冻除湿、再热的手段为基础,结合冷凝热回收技术、转轮除湿技术进行改良优化,有效降低运行能耗,为冰球馆控湿防雾、节能运行保驾护航。

**【关键词】** 夏热冬暖地区;冰球馆;空气调节系统;冷凝热回收;转轮除湿  
中图分类号 TU831 文献标志码 A

## Energy-efficient Design of Air-conditioning System for Ice Hockey Hall in Hot Summer and Warm Winter Area

Chen Zhenyu

(Fujian provincial institute of architectural design and research Co., Ltd, Fuzhou, 350001)

**【Abstract】** This paper takes the air-conditioning system for Ice Hockey Hall in a school in Fuzhou as an example, starting from the analysis of climate characteristics and air-conditioning load characteristics of Ice Hockey Hall, grasping the key points of temperature and humidity control, carrying out energy-saving optimization design. The air conditioning system is based on the traditional freezing dehumidification and reheating methods, combined with condensation heat recovery technology and rotary wheel dehumidification technology to improve and optimize the air-conditioning system, effectively reduce the operation energy consumption. The new air-conditioning system can protect the Ice Hockey Hall from fogging energy-efficiently.

**【Keywords】** hot summer and warm winter area; ice hockey hall; air-conditioning system; condensation heat recovery; rotary wheel dehumidification

## 0 引言

随着我国经济水平提高和科技发展,冰雪运动在南方不断“升温”。近来,福州某学校引进了室内冰球运动来丰富素质教育办学内容。受气候条件制约,地处夏热冬暖地区的福州市在室内人工冰雪运动场馆设计领域经验尚属空白。笔者以新建的福州某学校冰球馆设计为实例,开展节能设计实践,供同类项目设计参考。

## 1 项目概况

本项目位于福州市南台岛东部的三江口片区,作为某学校配套的冰球馆,单体建筑面积约为

5217m<sup>2</sup>,主要建筑功能为冰球场及配套设置门厅、换鞋服务区、看台、休息区、训练房、队伍休息区、医务室等,冰球场面积3000m<sup>2</sup>,冰面尺寸为30m×60m,冰面面积1740m<sup>2</sup>,温度-7~-6℃。建成后主要作为冰球运动教学及小型比赛场馆使用。

## 2 气候特征

福州市地处夏热冬暖地区、属亚热带季风气候。年平均气温为20~25℃;最冷月1~2月,最热月7~8月。对《中国建筑热环境分析专用气象数据集》<sup>[1]</sup>进行分析,福州典型年的室外干湿球温度分布如图1所示,夏季最高干湿球温度为38℃

/29.1℃；日平均含湿量如图 2 所示，主要分布在 3.5~22g/kg (干空气)。

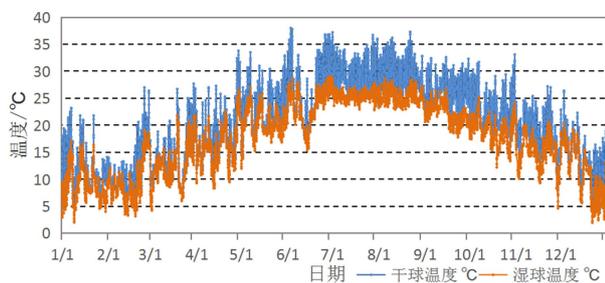


图 1 福州典型年室外温度分布图

Fig.1 Temperature of Typical Year in Fuzhou

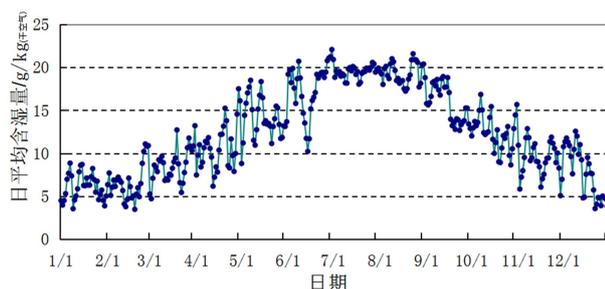


图 2 福州典型年日平均含湿量分布图

Fig.2 Daily Average Moisture Content of Typical Year in Fuzhou

显然，福州呈典型的夏热冬暖地区特征，与北方地区相比具有如下特点：

(1) 夏季较长，一般为 5~9 月，且近年夏季高温天数持续增加；夏季围护结构冷负荷、新风含湿量相对较高，控温、控湿成本相对更高。

(2) 冬季较短，一般为 12 月下旬至次年 2 月；冬季室外新风含湿量相对较高，可利用新风除湿的时间较短。

(3) 冬季室外气温相对较高，热负荷相对较小，为风冷热泵供热提供了较有利条件。

### 3 空调负荷分析

#### 3.1 室内设计温湿度

避免冰面起雾是人工冰场设计的重点。由于冰

面吸热，临近冰面的空气温度与冰面温度十分接近，为了避免起雾，冰面空气与室内空气须良好混合并加速流动，且混合点须在雾区范围之外（既任何混合点的相对湿度须小于 100%）<sup>[2]</sup>。

本项目非冬季（春、夏、秋）室内设计温度 24℃，相对湿度≤50%，含湿量≤9.41g/kg (干空气)；冬季室内设计温度 18℃，相对湿度≤60%，含湿量≤7.78g/kg (干空气)<sup>[3,4]</sup>。如图 3 所示，全年室内空气与冰面温度空气的混合点均在雾区以外。考虑运维便于切换工况，冬季和非冬季工况以某一含湿量作界限。

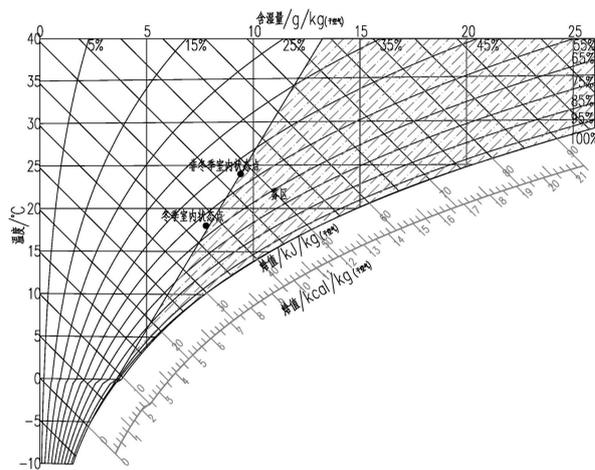


图 3 室内设计状态点焓湿图

Fig.3 Indoor Design Air State Points in H-D Diagram

#### 3.2 空调负荷

##### (1) 冰面负荷

本项目冰面温度-7~-6℃，显热的传递主要包括对流放热负荷、辐射传热负荷。冰面在非冬季工况换热量 138.8W/m<sup>2</sup>，冬季工况换热量 110.1W/m<sup>2</sup>。冰面在非冬季工况向室内传递 241kW 冷量，冬季工况形成 191kW 热负荷。

##### (2) 其他负荷

其他负荷包括外围护结构、人员、新风、照明、设备等组成，计算结果如表 1、2。人员散湿量为非冬季 156.4kg/h、冬季 135.2kg/h<sup>[5,6]</sup>。

表 1 夏季设计工况冷负荷（不含冰面换热量、再热量）一览表

Table 1 List of Cooling Load During Summer Design Condition ( Excluding Ice Surface Heat Exchange and Reheat )

	总冷负荷	外围护结构冷负荷	人员冷负荷	新风冷负荷 (新风量 15000m <sup>3</sup> /h)	照明及设备冷负荷
冰球场冷负荷 (kW)	592.8	82.1	179.1 (显热 63.8)	216.1	115.5

表 2 冬季设计工况热负荷（不含冰面换热量）一览表

Table 2 List of Heat Load During Winter Design Condition (Excluding Ice Heat Exchange)

	总热负荷	外围护结构冷负荷	新风热负荷（新风量 15000m <sup>3</sup> /h）
冰球场热负荷（kW）	136.3	67.6	68.7

### 3.3 夏季设计工况热湿比

夏季设计工况冰球场空气处理热湿比  $\varepsilon = (Q/W) = 135700 / (156400/3600) = 3123 \text{kJ/kg}$ 。

## 4 空气处理方案

### 4.1 传统空气处理方案

对于热湿比较低的空气处理需求，传统方案为冷冻除湿+再热的一次回风系统（以下简称传统方案）。如图 4 所示，夏季设计工况送风点 S 与室内状态点 N 极为接近，计算送风量约 86313m<sup>3</sup>/h，再热量 351.6kW，存在循环风量高、再热量大等问题，不仅设备选型、风管安装条件受限，冷热抵消浪费也十分明显。

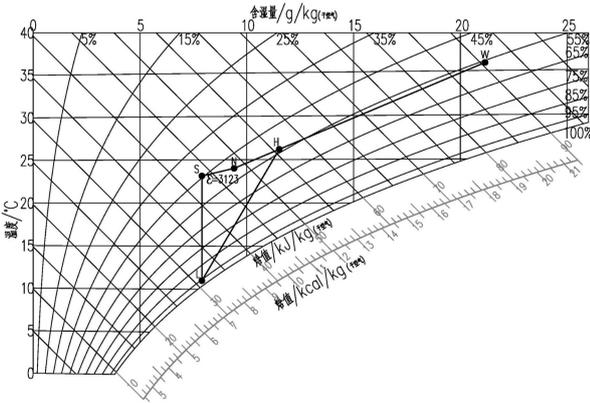


图4 传统方案夏季设计工况焓湿图

Fig.4 Traditional Scheme during Summer Design Condition Expressed on H-D Diagram

表 3 传统方案夏季设计工况空气状态点

Table 3 Air State Points for Traditional Scheme during Summer Design Condition

空气状态点	回风	新风	新回风混合	冷冻水除湿	送风
代号（见图 4）	N	W	H	L	S
温度（°C）	24	35.9	32.5	11.0	23.1
含湿量（g/kg（干空气））	9.41	21.16	12.9	7.9	7.9

### 4.2 空气处理优化方案

优化方案为“冷冻除湿及转轮除湿耦合冷凝热回收型温湿度分控空气处理系统（以下简称优化方案）” [7]，连接示意图如图 5 所示。该方案将转轮除湿、冷凝热回收技术融入传统冷冻除湿+再热的一次回风系统，提高送风点与室内状态点之间的差值，降低循环风量，减少再热量。

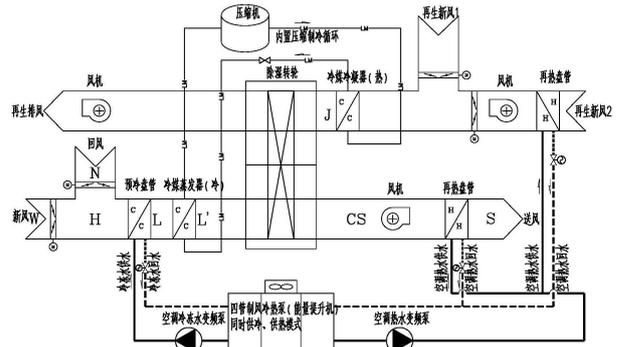


图5 优化方案夏季工况连接示意图

Fig.5 Schematic Diagram of Optimization Scheme during Summer Conditions

优化方案夏季设计工况空气处理过程焓湿图如图 6 所示，空气状态点如表 4 所示。

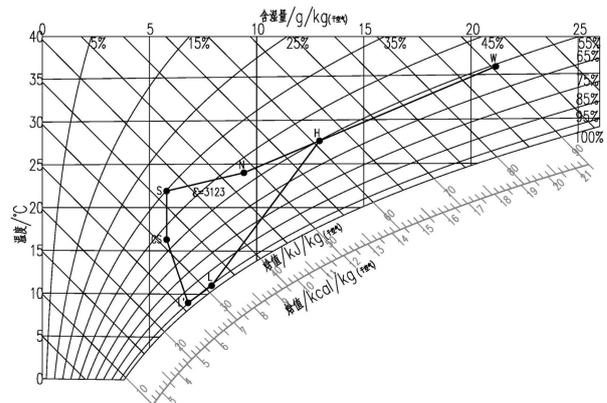


图6 优化方案夏季设计工况焓湿图

Fig.6 Optimization Scheme during Summer Design Condition Expressed on H-D Diagram

表4 优化方案夏季设计工况空气状态点

Table 4 Air State Points for Optimization Scheme during Summer Design Condition

空气状态点	回风	新风	新回风混合	冷冻水 预冷除湿	冷媒 除湿	转轮 除湿	送风	转轮再 生新风
代号 (见图 6)	N	W	H	L	L'	CS	S	J
温度 (°C)	24	35.9	27.6	11.0	9.0	16.3	21.9	45
含湿量 (g/kg (干空气))	9.41	21.16	12.94	7.9	6.8	5.8	5.8	—

该方案的空气处理过程以先控湿后控温的温湿度分控为原则，具体流程如下：

(1) 循环空气由新风和回风混合而成，先经过空调冷冻水预冷除湿、内置压缩制冷循环的冷媒除湿处理后，再经过低温再生型转轮除湿机（再生温度为 45°C）进行深度除湿、升温，使得送风含湿量降低至 5.8g/kg（干空气），循环风量降低至 36103m³/h。并在此基础上引入冷凝热回收技术进一步降低能耗。

(2) 冷凝热回收技术应用 1：空调水系统冷热源采用四管制风冷热泵（能量提升机），按同时供冷、供热模式运行。空调冷冻水供给循环空气做第一步除湿；冷凝热按需回收，作为循环空气再热、转轮除湿机的再生新风的热源；多余的热量通过室外冷凝器排出。

(3) 冷凝热回收技术应用 2：内置一套压缩制冷循环，蒸发器对循环空气进行深度除湿，其冷凝热全部回收作为转轮除湿机的再生新风的热源。

优化方案的送风与室内含湿量差提高到了 3.61g/kg（干空气），循环风量降低为传统方案的 41.8%，大幅削减了空气处理机组规格和风管尺寸，为风管在网架内敷设创造了可行性。

4.3 优化方案冬季工况空气处理过程

优化方案冬季工况连接示意图如图 7 所示。四管制风冷热泵（能量提升机）切换为供热模式运行，为再生新风及循环空气提供热源；循环空气由室外干燥新风和回风混合而成，经过低温再生型转轮除

湿机进行除湿、升温，再经过加热后送入室内。

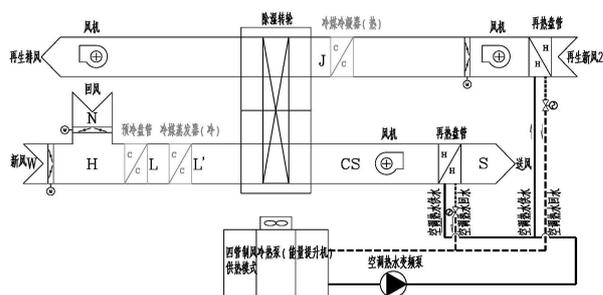


图7 优化方案冬季工况连接示意图

Fig.7 Schematic Diagram of Optimization Scheme during Winter Conditions

优化方案冬季设计工况空气处理过程焓湿图如图 8 所示，空气状态点如表 5 所示。

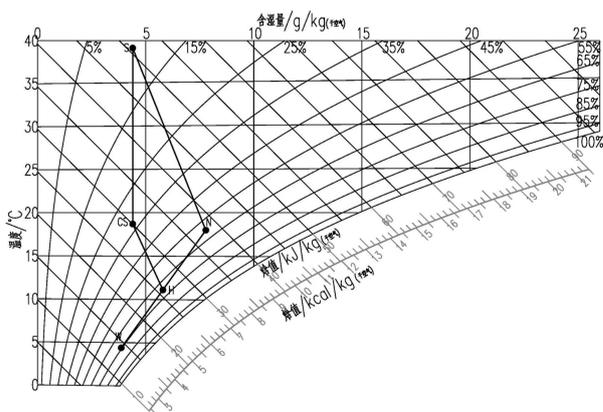


图8 优化方案冬季设计工况焓湿图

Fig.8 Optimization Scheme during Winter Design Condition Expressed on H-D Diagram

表5 优化方案冬季工况空气状态点

Table 5 Air State Points for Optimization Scheme during Winter Design Condition

空气状态点	回风	新风	新回风混合	转轮除湿	送风	转轮再生新风
代号 (见图 8)	N	W	H	CS	S	J
温度 (°C)	18	4.4	11.1	18.7	39	35
含湿量 (g/kg (干空气))	7.78	3.87	5.8	4.4	4.4	—

### 4.4 传统方案与优化方案的能耗及碳排放强度对比

为便于科学比较, 仅以冰球场负荷进行虚拟配置对比, 不包括附属用房的空调负荷。

(1) 如采用传统方案, 夏季设计工况冷源提供 703.8kW 冷量、热源提供 352kW 再热量, 冬季设计工况热量 327.3kW。冷热源系统及空气处理系统主要配置如表 6 所示。

表6 传统方案主要设备配置表

Table 6 Main Equipment Configuration Table for Traditional Scheme

设备类型	主要设备参数 (括号内为计算耗功率)	数量	备注
冷水机组及附属冷却水系统设备	$Q_c=352\text{kW}$ , $N=95\text{kW}$ , $SCOP=3.71\text{W/W}^{[8]}$	2 组	—
热水锅炉	$Q_r \geq 352\text{kW}$ , $\eta \geq 92\%$	1 台	—
空调冷冻水变频泵	$L=61\text{m}^3/\text{h}$ , $H=22\text{m}$ , $\eta \geq 80\%$ , $N=5.5 (4.6) \text{ kW}$	3 台	2 用 1 备
空调热水变频泵	$L=61\text{m}^3/\text{h}$ , $H=21\text{m}$ , $\eta \geq 80\%$ , $N=5.5 (4.4) \text{ kW}$	2 台	1 用 1 备
空气处理机组	$L=28000\text{m}^3/\text{h}$ , $P_y=400\text{Pa}$ , $N=18.5 (14) \text{ kW}$	4 台	—

(2) 如采用优化方案, 夏季设计工况冷源提供 352.8kW 冷量、热源提供 68kW 再热量, 冬季设计

计工况热量 533.3kW。冷热源系统及空气处理系统主要配置如表 7 所示。

表 7 优化方案主要设备配置表

Table 7 Main Equipment Configuration Table for Optimization Scheme

设备类型	主要设备参数 (括号内为计算耗功率)	数量	备注
四管制风冷热泵	$Q_c=352\text{kW}$ , $Q_r=443\text{kW}$ , $N=103\text{kW}$ (同时供冷、热) $Q_r=369\text{kW}$ , $N=107\text{kW}$ (供热)	2 台	—
空调冷冻水变频泵	$L=61\text{m}^3/\text{h}$ , $H=22\text{m}$ , $\eta \geq 80\%$ , $N=5.5 (4.6) \text{ kW}$	3 台	2 用 1 备
空调热水变频泵	$L=64\text{m}^3/\text{h}$ , $H=21\text{m}$ , $\eta \geq 80\%$ , $N=5.5 (4.6) \text{ kW}$	3 台	2 用 1 备
空气处理机组	$L=12000\text{m}^3/\text{h}$ , $P_y=400\text{Pa}$ , $N=7.5 (6) \text{ kW}$	4 台	—
转轮除湿机	$L=12000\text{m}^3/\text{h}$ , $N=29.5 (23.7) \text{ kW}$ , 其中压缩机 10kW	4 台	—
空气处理机组 (再生)	$L=20000\text{m}^3/\text{h}$ , $P_y=150\text{Pa}$ , $N=7.5 (6) \text{ kW}$	2 台	—

(3) 2 个方案设计工况能耗及碳排放强度对

比如表 8 所示。

表 8 设计工况能耗及碳排放强度对比一览表

Table 8 Comparison of Energy Consumption and Carbon Emission Intensity under Design Condition

方案	非冬季和冬季的临界含湿量	非冬季工况时间	夏季设计工况能耗及碳排放强度	冬季工况时间	冬季设计工况能耗及碳排放强度
传统方案	6.47g/kg (干空气)	309 天	259.6kW 38.7Nm <sup>3</sup> /h 折合标准煤 151.9kgce/h 碳排放 227.5kgCO <sub>2</sub> /h	56 天	60.4kW 36.0Nm <sup>3</sup> /h 折合标准煤 68.1kgce/h 碳排放 106.4kgCO <sub>2</sub> /h
优化方案	5.8g/kg (干空气)	324 天	231kW 折合标准煤 93.3kgce/h 碳排放 134.2kgCO <sub>2</sub> /h	41 天	254.6kW 折合标准煤 102.9kgce/h 碳排放 147.9kgCO <sub>2</sub> /h

注: 每 kWh 耗电量折 0.404kgce<sup>[9]</sup>; 天然气热值取 35588kJ/m<sup>3</sup>, 折 1.2143kgce/Nm<sup>3</sup>; 天然气碳排放因子 1.98kgCO<sub>2</sub>/Nm<sup>3</sup><sup>[10]</sup>, 电力碳排放因子 0.5810kgCO<sub>2</sub>/kWh。

通过对比可知:

① 优化方案夏季设计工况耗功率比传统方案减少 28.6kW, 同时减少天然气消耗量 38.7Nm<sup>3</sup>/h,

标准煤消耗量降低 38.6%, 碳排放强度降低 41%。随室外气温降低、循环空气再热量增大, 优化方案的节能减排幅度将进一步扩大。

②优化方案冬季设计工况耗功率比传统方案增加 194.2kW，减少天然气消耗量 36Nm<sup>3</sup>/h，标准煤消耗量提高 51.1%，碳排放强度提高 39%。随室外气温回升，循环空气加热量减小、风冷热泵能效提高，优化方案的能耗和碳排放增量减小。

③结合福州冬季短、非冬季节长的夏热冬暖气候特征，优化方案仅夏季最热月的节能减排总量就足以抵消整个冬季的增量，全年节能减排幅度十分明显。

## 5 气流组织设计

气流组织的核心任务在于“为室内（尤其是冰

面）提供稳定、干燥的循环风，迅速、有效置换冰面潮湿空气，防止冰面起雾”。如图 9 所示，本项目结合建筑平面及屋面网架条件，以“形成从冰面→观众厅→其他配套用房的气流流向”为原则，主要采取以下气流组织措施：

(1) 冰球场采用上送侧下回的方式，送风采用均匀开孔的纤维织物送风管，从网架内向冰面垂直送风，回风口设置在四周靠近冰面的低处，维持冰面相对干燥。

(2) 邻近冰球场的看台人员相对密集，为削弱人员散湿量对冰球场的干扰、提高人员舒适性，其气流组织采用座椅送风、后排回风。

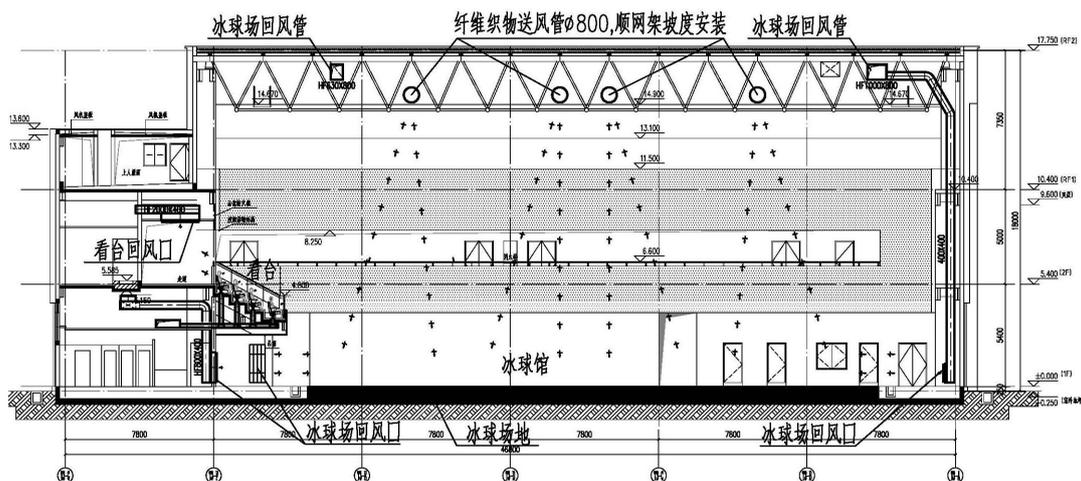


图 9 冰球馆气流组织剖面示意图

Fig.9 Schematic Diagram of Air Flow Organization in Ice Hockey Rink

## 6 结语

室内冰雪运动场馆空调更接近于工艺空调，其能耗远大于普通舒适性空调。由于气候差异，南方地区的冰雪场馆设计应有别于北方，需要着重分析项目所在地的全年温湿度、含湿量分布，乃至空调负荷特点、各工况空气处理过程等诸多情况。本文以地处夏热冬暖地区的福州某学校冰球馆节能设计实践为例，经验总结如下：

(1) 如采用传统的冷冻除湿+再热的一次回风系统，其循环风量较大，夏季工况冷热抵消浪费的情况较为严重，且设备选型、风管安装条件受限。优化方案大幅降低了循环风量，为送、回风管道简洁布置创造了有利条件。

(2) 在传统的冷冻除湿+再热系统中融入转轮除湿、冷凝热回收技术，可以起到扬长避短的作用，

大幅降低循环风量、装机功率及非冬季工况能耗，冬季工况能耗则有所升高。考虑福州地区冬季短、非冬季节长的气候特征，该优化方案利大于弊。

(3) 该优化方案所采用的除湿转轮应具备低温再生、高效除湿的特征，避免再生温度过高造成高能耗。

(4) 该优化方案在转轮除湿机内置量身定制的压缩制冷热回收循环，冷量用于循环空气深度除湿，热量用于转轮再生，冷、热量得到高效利用。

(5) 夏热冬暖地区的冬季室外温度较高，为风冷热泵稳定、高效运行提供了有利条件。该优化方案采用四管制风冷热泵（能量提升机）作为冷热源，非冬季以“同时供冷供热”的模式为循环空气除湿提供冷源、为循环空气再热和除湿转轮再生提供热源，冬季则以供热模式为循环空气加热和除湿

转轮再生提供热源,充分匹配了系统冷、热需求。

(6) 设计时还需结合土建条件设置合理的气流组织,为冰面提供稳定、干燥的循环空气,迅速、有效排除潮湿空气,保障温湿度场均匀性,避免局部起雾。

#### 参考文献:

- [1] 中国气象局气象信息中心气象资料室,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
- [2] 陆耀庆.实用供热空调设计手册[M].北京:中国建筑工业出版社,2008:2615-2630.
- [3] 张昕,王伟良,潘云钢,等.首体短道速滑训练馆暖通空调设计[J].暖通空调,2022,52(6):116-122,93.
- [4] 束庆.娱乐性冰场暖通空调设计[J].暖通空调,2008,(6):36-41.
- [5] 张昕,钱玮昕,刘京.关于室内冰上运动场馆热湿环境控制的模拟研究[J].建筑科学,2021,37(10):145-151.
- [6] 陈伟东.溜冰场制冷负荷的分析计算及设备选型探讨[J].制冷,2005,(S1):79-84.
- [7] 陈震宇,肖剑仁,郭筱莹,等.冷冻除湿及转轮除湿耦合冷凝热回收型温湿度分控系统[P].CN215001969U,2021-12-03.
- [8] GB 50189-2015,公共建筑节能设计标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2015
- [9] GB/T 2589-2020,综合能耗计算通则[S].北京:中国标准出版社,2020.
- [10] GB/T 51366-2019,建筑碳排放计算标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2019.

#### (上接第 81 页)

- [4] 陶文铨.数值传热学[M].西安:西安交通大学出版社,1988.
- [5] 郭建辉,梁波,雷永刚,等.大电流长垂直离相封闭母线热平衡模拟及实测分析[J].暖通空调,2015,45(2):48-51.
- [6] 王汉青.通风工程[M].北京:机械工业出版社,2007.
- [7] 北京电力设备总厂.大型水电站长倾斜段离相封闭母线自然对流换热的试验研究[R].北京:清华大学,2005.
- [8] 吴晓文,舒乃秋,李洪涛,等.基于流体多组分传输的气体绝缘母线温度场数值计算与分析[J].中国电机工程学报,2012,32(33):141-147,187.
- [9] 李玲,吴晓文,李洪涛,等.离相气体绝缘母线温度场计算及其影响因素分析[J].高压电器,2012,48(7):88-92,98.
- [10] 张兴娟,曹乃承,杨春信,等.垂直布置的母线温度场计算及分析[J].中国电机工程学报,2000,20(8),11-14.
- [11] 水电站机电设计手册编写组.水电站机电设计手册(采暖通风与空调)[M].北京:水利电力出版社,1987.
- [12] 高军华,陈希英,计绿野.水布垭水电站高垂直布置大电流封闭母线设计[J].人民长江,2007,38(7):83-88.
- [13] 王树清,种建伟.彭水水电站长垂直离相封闭母线的應用[J].人民长江,2006,37(1):65-68.
- [14] 梁波,高军华,王迪良.Scitevare 水电站长垂直封闭母线设计考察与研究[J].人民长江,2006,37(11):38-40.