

文章编号: 1671-6612 (2020) 06-727-04

# 新疆某项目蒸发制冷系统设计与分析

侯连建

(筑博设计股份有限公司 深圳 518040)

**【摘要】** 蒸发制冷技术利用干空气能, 来制取建筑空调用高温冷水, 实现温湿度独立控制, 节能潜力巨大, 比传统空调整能 40%~70%左右。以新疆某艺术中心为例, 介绍大空间展厅和艺术大街暖通空调设计以及设计过程中应注意的问题, 可供同地区同类型的项目设计参考。

**【关键词】** 蒸发制冷技术; 干空气能; 大空间暖通空调设计  
中图分类号 TU831 文献标识码 B

## Evaporative Refrigeration System Design and Analysis of Project in Xinjiang

Hou Lianjian

(ZHUBO Design Group Co., Ltd, Shenzhen, 518040)

**【Abstract】** Evaporative refrigeration technology use Dry air energy. To preparation Building air conditioning high temperature water, Realizing Independent Control of Temperature and Humidity Great potential for energy conservation 40%~70% energy saving compared with traditional air conditioning Taking an Art Center in Xinjiang as an example This paper introduces the HVAC design of large space exhibition hall and Art Street as well as the problems needing attention in the design process. The same type of project design in the same area can be referred to in this paper.

**【Keywords】** Vaporative refrigeration technology; Dry air energy; HVAC Design for Large Space

作者(通讯作者)简介: 侯连建(1986.10-), 男, 本科, 工程师, 主要从事暖通空调工程设计, E-mail: 472873913@qq.com  
收稿日期: 2020-03-10

## 0 引言

新疆属于干热地区, 夏季室外空调设计干球温度较高, 空气含湿量、湿球温度和室外空调设计相对湿度均较低。乌鲁木齐夏季室外焓值为 55.8kJ/kg (室外干球温度 33.5℃, 湿球温度 18.2℃)<sup>[1]</sup>, 室内焓值 59.5kJ/kg (设计温度 26 度, 相对湿度 55%)<sup>[2]</sup>, 夏季室外焓值比室内设计焓值还要低, 夏季充分利用室外焓值更低的新鲜空气, 不仅能够节能还能使室内新鲜空气充足, 提高舒适性。

本文以新疆某艺术中心项目为例, 介绍本项目大空间展厅暖通空调设计, 夏季空调末端采用卧式多级蒸发制冷空气处理机组全新风运行, 充分利用

室外焓值低的新鲜空气。

## 1 蒸发制冷技术原理

蒸发制冷技术就是利用干空气能来获得空调所需制冷量, 在不同类型的蒸发制冷装置中, 利用水和干空气的热湿交换获得低温的冷风或冷水的一种制冷技术。

## 2 案例分析

### 2.1 项目概况

新疆某艺术中心项目, 位于新疆乌鲁木齐, 设计主体包含新疆美术馆、新疆画院、新疆文化馆、非物质文化遗产研究中心。建筑面积 78291m<sup>2</sup>, 占地 52960.85m<sup>2</sup>, 属于一类高层, 主体 3 层, 局部 5

层, 建筑高度为 20.00m, 局部因展厅运输、展厅净高要求及设备房高度要求抬高, 屋面上存在 22.00、23.90、25.80、27.00 的建筑高度; 东侧和西侧展厅之间由单层 30m 高艺术大街连接, 负一层为展厅、车库和设备用房, 负二层为美术馆展厅库房及附属用房、车库和设备用房; 设计主体为新疆艺术中心, 包含美术馆、文化馆、非物质文化遗产研究中心、画院四个单位及各功能配套业务用房。

### 2.2 冷源设计

项目冷源采用干空气能间接蒸发冷水机组。大温差小流量冷水机组服务于卧式多级蒸发制冷空气处理新风机组, 供回水温度分别为 16℃/26℃, 小温差大流量冷水机组服务于干式风机盘管及地板辐射, 供回水温度分别为 16.5℃/21.5℃。

### 2.3 展厅暖通空调设计

本项目有 11 个大型展厅, 每个展厅面积约 900m<sup>2</sup>, 展厅室内净高 7m, 还有一个 20 多米高的艺术大街, 艺术大街室内净面积约 3000m<sup>2</sup>。属于高大空间, 合理的暖通空调设计对节能非常有利, 展厅和艺术大街均采用地板辐射供冷/暖+卧式多级蒸发制冷空气处理新风机组。新风机组用“免费供冷”的方式送入大量新风, 消除室内余湿和显热负荷, 室内空气品质良好。

以 3 号展厅暖通设计为例, 该展厅空调面积约 900m<sup>2</sup>, 室内总人数 300 人, 室内显热负荷  $Q_x=60\text{kW}$ , 室内湿负荷  $W=38\text{kg/h}$ 。

#### 2.3.1 室内外设计参数

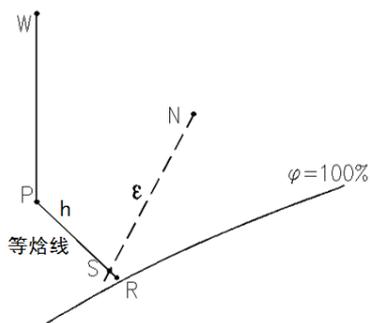
表 1 室内外设计参数

Table 1 Indoor and outdoor design parameters

设计参数	干球温度/℃	湿球温度/℃	露点温度/℃	相对湿度%	焓值 kJ/kg	含湿量 g/kg
夏季室外	33.5	18.2	10	23.7	55.8	8.58
夏季室内	26	19.2	16.3	55	59.5	12.8

#### 2.3.2 夏季空调末端设计

设计选用一台风量 20000m<sup>3</sup>/h 的卧式多级蒸发制冷空气处理机组供冷, 夏季全新风运行, 室内吊顶下净高按 7m, 夏季空气处理过程如图 1 所示。



W—室外空气状态点; N—室内设计状态点; P—间接蒸发制冷段后空气状态点; S—直接蒸发段后空气状态点; R—机组直接蒸发制冷段出风参数能达到的极限状态点; h—等焓线;  $\epsilon$ —热湿比线

图 1 夏季空调处理过程焓湿图

Fig.1 Enthalpy-Wet Diagram of Air Conditioning Processes in Summer

#### 2.3.3 夏季处理过程分析

室外状态点 W 经间接蒸发制冷后变成状态点 P, 此过程属于等湿降温过程, 根据设计指南<sup>[5]</sup>, 机组的使用地点和型号确定后, P 点出风参数是一个定

值 (干球温度为 19.7℃, 含湿量为 8.1g/kg), 由干空气能间接蒸发冷水机组的间蒸发制冷段处理, 再由 P 点经直接蒸发制冷后到 S 点, 水吸收空气中的热量后蒸发变成水蒸气, 此过程属于等焓加湿过程, 由机组的直接蒸发制冷段处理, 直接蒸发段效率确定见下, 如计算结果机组制冷量不满足要求再调整直接蒸发段效率。

确定空气处理机组的直接蒸发制冷段效率:

依据设计指南<sup>[5]</sup>, 直接蒸发段制冷效率可以根据含湿量  $d_n$  和室外含湿量  $d_w$  的大小, 按以下原则确定:

- (1) 如果  $d_n-d_w < 1\text{g/kg}$  时, 按  $\eta=0\%$  确定送风状态点 S;
- (2) 如果  $d_n-d_w > 1\text{g/kg}$  时, 按送风温差  $d_n-d_s=1\text{g/kg}$  确定送风状态点 S 和直接蒸发制冷段效率  $\eta$ ;
- (3) 如果  $d_n-d_w > 1\text{g/kg}$  时, 并且当  $\eta$  取 90% 时, 仍然有  $d_n-d_s > 1\text{g/kg}$  时, 按  $\eta=90\%$  确定送风状态 S;

本案例室内含湿量  $d_n=12.8\text{g/kg}$ , 室外含湿量  $d_w=8.58\text{g/kg}$ , 可知  $d_n-d_w > 1\text{g/kg}$ , 且  $\eta$  取 90% 时,  $d_s=10.7\text{g/kg}$ 。

$d_n-d_s=12.8-10.7=2.1\text{g/kg}$ , 因此按  $\eta=90\%$  确定

送风状态 S。经查焓湿图得 S 状态点干球温度为 14.3℃，含湿量为 10.7g/kg。

确定需要的新风量：

(1) 满足除湿要求的最小新风量为： $W/[\rho \times (d_n - d_s)] = 38/[1.05 \times (12.8 - 10.7)] \times 1000 = 17233 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

(2) 满足卫生要求的最小新风量为：6000m<sup>3</sup>/h（按每人 20m<sup>3</sup>/h 计算）。

设计选用新风量为 20000m<sup>3</sup>/h。

计算新风所能担负的室内显冷负荷

$$Q = G_w \times C_p \times \rho \times (t_N - t_S) / 3600$$

$$= 17233 \times 1.01 \times 1.05 \times (26 - 14.3) / 3600$$

$$= 64.1 \text{ kW}$$

从以上计算结果可以看出，新风机组担负的室内显冷负荷为 64.1kW，而房间所需要的显冷负荷为 61.3kW，新风所能够承担的室内显冷负荷等于建筑所需要的显冷负荷，设计满足要求。新风机组选型为 20000m<sup>3</sup>/h，室内换气次数约 n=3 次/h。

## 2.4 艺术大街暖通设计

本项目艺术大街高度约 20m，面积约 3000m<sup>2</sup>，室内总人数 1000 人，室内显热负荷 290.5kW，室内湿负荷 120kg/h，室内设计温度 26℃，相对湿度 φ=55%，室内含湿量 12.8g/kg。采用地板辐射供冷/暖+卧式多级蒸发制冷空气处理新风机组，新风机组消除室内余湿和部分显热负荷，空调的显冷末端—地板辐射供冷在干工况下运行，承担消除房间和人体热负荷的作用，地板辐射供冷供水温度 16.5℃，高于室内空气的露点温度，不存在盘管表面凝水结露的问题，地板辐射盘管在干工况下运行，无病菌的滋生问题，室内空气品质良好。

### 2.4.1 夏季空调制冷末端设计

空气处理过程参考展厅空气处理过程，P 点和 S 点的参数确定方法同展厅空气处理过程。此处直接蒸发段效率也按 90% 考虑。

确定需要的新风量：

(1) 满足除湿要求的最小新风量为： $W/[\rho \times (d_n - d_s)] = 120 \times 1000 / [1.05 \times (12.8 - 10.7)] = 54421 \text{ m}^3/\text{h}$

(2) 满足卫生要求的最小新风量为：20000m<sup>3</sup>/h（按每人 20m<sup>3</sup>/h 计算）

设计选用新风量为 54421m<sup>3</sup>/h。

计算新风所能担负的室内显冷负荷：

$$Q = G_w \times C_p \times \rho \times (t_N - t_S) / 3600$$

$$= 54421 \times 1.01 \times 1.05 \times (26 - 14.3) / 3600$$

$$= 187.6 \text{ kW}$$

比较新风所能承担的室内显冷负荷与建筑需要的显冷负荷：

新风所能承担的室内显冷负荷为 187.6kW，小于建筑所需要的显冷负荷（290.5kW），仅靠新风不能满足排除全部显热要求，剩余的室内显冷负荷由地板辐射盘管承担。

确定地板辐射盘管需要承担的室内显冷负荷：

$$\text{地板辐射盘管需要承担的室内显冷量为：}$$

$$290.5 - 187.6 = 102.9 \text{ kW}$$

地板辐射盘管单位面积制冷量约为 23.1W/m<sup>2</sup>[5]，此结果来源于 ASHRAE Handbook 2000 中提供的计算公式，并用 ASHRAE Transactions 103(1)42-48 页的文章中，关于管间距冷量修正系数进行修正后的结果（表中计算条件为室内空气温度 26℃；管道间距为 200mm；平均水温为 19℃）[6]。

地板辐射盘管承担总显冷负荷为 23.1 × 3000/1000 = 69.3kW，小于 102.9kW，因此需要加大新风量以减少地板辐射盘管，因为空气处理机组直接蒸发制冷段效率已经达到了 90%，不宜再加大，这时，只能适当放松湿度控制，直接加大风量，为此，将新风量加大到 65000m<sup>3</sup>/h，这时，新风能够承担室内显冷量 224W，因此，需要地板辐射盘管承担 290.5 - 224 = 66.5kW。设计选用 2 台 20000m<sup>3</sup>/h 和 1 台风量 25000m<sup>3</sup>/h 的卧式多级蒸发制冷空气处理机组，总风量 65000m<sup>3</sup>/h。

### 2.4.2 艺术大街分层空调技术

艺术大街采用分层空调技术形式[6]，由于艺术大街顶部设置了天窗，夏季顶部聚集很多热气，在上部非空调区设置排风将热气排出去，以改善室内环境，如图 2 所示。

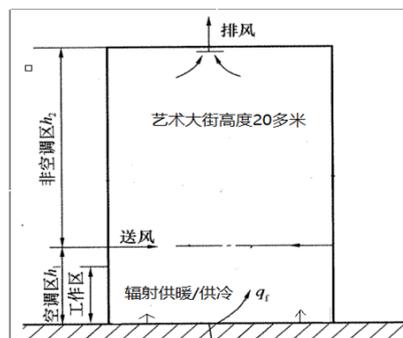


图 2 艺术大街分层空调技术示意图

Fig.2 Technical sketch of stratified air conditioning in Art Street

### 3 节能分析

(1) 采用干空气能间接蒸发冷水机组只有水泵和风机的电量,而常规水冷式冷水机组电量包括冷水机组压缩机、冷冻水泵、冷却塔风机电量、冷却水泵,因此冷水机组能够大幅度地节省运行能耗和费用。

(2) 卧式多级蒸发制冷空气处理机组比常规空调机组多一个直接蒸发制冷段,需要设置水泵,

然而此水泵的用电量很小,以风量为 20000m<sup>3</sup>/h 的卧式多级蒸发制冷空气处理机组为例,直接蒸发制冷段水泵功率 0.55kW,相比制冷主机的用电量,占很少一部分,考虑主机节约的电量,综合节能可达 40%~70%左右,以 3 号展厅计算为例,在同样的房间冷负荷和湿负荷情况下,房间达到设计温、湿度,选用空调设备,分别对两种空调系统进行节能计算,相对传统空节能约 40%,不同规模、不同类型建筑节能数值会存在差异。

表 2 两种空调系统节能计算

Table 2 Energy saving calculation of two air conditioning systems

干空气能间接蒸发冷水机空调系统耗电量 (kW)					传统空调系统耗电量 (kW)						
间接蒸发主机	新风机组	冷冻水泵	排风机	总耗电量	传统冷水主机	新风机组	排风机	冷却塔	冷冻水泵	冷却水泵	总耗电量
6.25	11.55	3	7.5	28.3	21.5	11	7.5	1.5	3	3	47.5

(3) 本项目设计卧式多级蒸发制冷空气处理机组+地板辐射盘管系统,新风机组风量按消除室内散湿量选型,此时新风机组能够负担室内大部分或者全部显热负荷,剩下的室内显热负荷由地板辐射盘管承担,充分利用室外焓值比室内焓值低的新鲜空气<sup>[5]</sup>,不仅能够节能还能使室内新鲜空气充足,提高舒适性。

(4) 艺术大街层高约 20m,采用分层空调技术,将空间分层上、下 2 个区域,上部属于非空调区,设置排风,下部属于空调区,缩小空调区的高度范围,有利于建筑的节能。

(5) 卧式多级蒸发制冷空气处理机组采用变频控制,当室内冷负荷减少时,风机通过变频减少送风量以满足室内设计参数,风机采用变频能够适当降低运行费用,同时能够根据室内冷负荷变化来调整供冷量。

### 4 结论

西北等地区拥有丰富的干空气能,采用干空气能间接蒸发冷水机组能够获得显著的节能效果,本文能够起到一定的借鉴作用;可以参考干空气能间接蒸发冷水机组空调系统设计指南,该指南由新疆绿色使者空气环境技术有限公司编写。

设计过程中有以下问题需要注意:在设计选用干空气能间接蒸发冷水机组时,不能采用传统冷水机组的选型方法,直接根据建筑用户的总冷负荷选

择冷水机组型号,而要根据所需要的冷水流量来选型<sup>[5]</sup>;在大气压力较低的地区空气密度也较低,设计时要考虑大气压对空气密度的影响,空气密度会影响空气处理过程计算结果还会影响风机压头,如果设计没有考虑空气密度的影响可能会导致实际风机压头不满足设计要求;室内干式风机盘管和地板辐射盘管系统空调水温要采用高温冷源防止室内结露。

### 参考文献:

- [1] GB 50736-2012,民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2012.
- [2] GB 51251-2015,公共建筑节能设计标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2015.
- [3] 全国民用建筑工程设计技术措施-暖通空调·动力(2009版)[M].北京:中国计划出版社,2009.
- [4] JGJ 218-2010,展览建筑设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2011.
- [5] 干空气能间接蒸发冷水机空调系统设计指南[R].新疆:新疆绿色使者空气环境技术有限公司,2015:3-27.
- [6] ASHRAE Handbook 2000[M].
- [7] 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,2007.
- [8] JGJ142-2012,辐射供暖供冷技术规程[S].北京:中国建筑工业出版社,2012.
- [9] 刘晓华,江亿.温湿度独立控制空调系统[M].北京:中国建筑工业出版社,2006.
- [10] 江亿,谢晓云,于向阳.间接蒸发冷却技术-中国西北地区

---

可再生干空气资源的高效应用[J].暖通空调,2009,39(9):

1-4.