



广东科学中心空调设计

中南建筑设计院 马友才[☆] 王春香 刘华斌

摘要 以节能为核心,介绍了广东科学中心的空调、通风、防排烟系统设计。详细介绍了大温差空调水系统和低温送风空调系统在该工程中的运用,并阐述了空调自控系统的特点。

关键词 低温送风 大温差 变风量 防排烟 节能

HVAC system design of Guangdong Science Center

By Ma Youcai[★], Wang Chunxiang and Liu Huabin

Abstract Presents design of the air conditioning, ventilating and smoke control and extraction systems of the building. Expounds the application of chilled water system with large temperature difference and cold air distribution system in this project. Describes the features of automatic control of the HVAC system.

Keywords cold air distribution, large temperature difference, variable air volume, smoke control and extraction, energy saving

[★] Central-south Architectural Design Institute, Wuhan, China

①

1 工程概况

广东科学中心(见图 1)位于广州大学城小谷围岛西部,占地面积 40 万 m²,三面环水,东靠广州大学城主校区,是一幢集科学展览、科学演示、科学影视为一体的科普中心建筑。总建筑面积 11.5 万 m²,其中展览面积 8 万 m²,建筑高度 60 m。具有科学普及教育、科技成果展示两大功能。



图 1 广东科学中心鸟瞰图

地上主体建筑 3 层,局部 5 层。共分为 A~G 7 个区,其中 A, B 区为公共区, C~F 区为展区, G 区为影院区。地下室为车库及设备用房;架空层部分为餐饮区;2, 3 层共设 8 个展厅及 4 座科技影院;4, 5 层为办公区。平面图见图 2。

空调系统主要采用了大温差供水技术及低温送风技术,门厅、中庭、展厅及影院均采用组合式空气处理机组低速风道送风系统,办公区域设置风机盘管加新风系统。空调系统的控制均纳入大楼楼

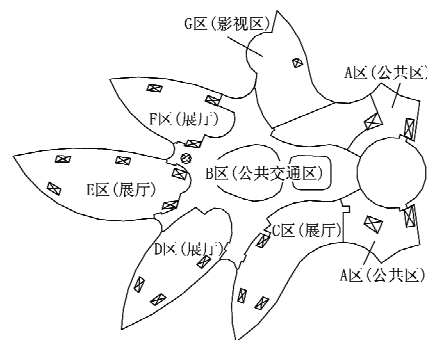


图 2 广东科学中心平面图

宇自控系统。

2 空调系统设计

2.1 空调负荷

根据广州的气候条件,冬季无需供暖,只设计夏季供冷。

低温送风系统由于送风温度低,去湿能力强,室内空气相对湿度可比常规温度送风低,从而可提高室内的热舒适性,在同样舒适度的情况下,室内设计温度可相应提高。由此确定室内设计温度为 25℃,相对湿度为 45%~50%。经计算,夏季空调

①[☆] 马友才,男,1963 年 12 月生,大学,教授级高级工程师,院副总工程师

430071 武汉市中南二路 10 号中南建筑设计院
(027) 87336772

E-mail: hbwh, myc@163.com

收稿日期:2008-12-24

修回日期:2009-02-05

最大冷负荷为 18 985 kW; 夏季空调日总需冷量为 155 861 kWh。

2.2 空调水系统

根据甲方要求, 采用广州大学城集中供冷的冷源, 冷水温度为 3 °C, 供回水压差为 190 kPa, 最大压力为 1.6 MPa。

根据冷源条件, 选择水-水板式换热器 4 台, 单台换热量为 4 400 kW, 选用 4 台流量为 380 m³/h 的卧式离心水泵; 为保证夜间影院供冷, 选用 1 台流量为 100 m³/h 的卧式离心水泵用于夜间供冷。水泵采用变频调速的变流量控制。

板式换热器一次水侧供回水温度为 3.3 °C/13.3 °C, 二次水侧供回水温度为 4.5 °C/14.5 °C, 水系统采用 10 °C 温差。风机盘管加新风系统中的风机盘管近似为干盘管, 风机盘管间水路为并联连接, 风机盘管与新风机组为串联连接。新风机组进出水温度为 4.5 °C/9.5 °C, 风机盘管进出水温度为 9.5 °C/14.5 °C。风机盘管与新风机组环路串联系统示意图如图 3 所示。

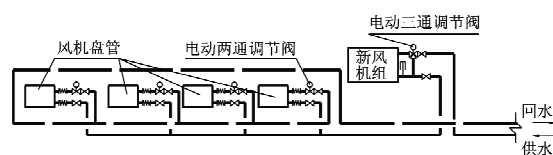


图 3 风机盘管与新风机组环路串联系统示意图

根据新风机组出水管上温度传感器测得的温度值调节新风机组供水管上电动三通调节阀的开度, 以保证新风机组出水温度为 9.5 °C。设计时根据房

间的总负荷以及 10 °C 水温差确定系统的水流量。

与常规空调水系统(空调供回水温差 5 °C)相比, 大温差空调水系统的水流量减少 50%, 空调水管占用空间减少 30%, 空调水循环泵功耗减少 50%, 水系统最大输送能效比降低 50%(见表 1)。

表 1 不同温差的冷水系统对比

冷负荷/ kW	水温差/ °C	冷水量/ (m ³ /h)	总管管径/ mm	水泵功率/ kW	冷水系统输送能 效比 ER(水泵 扬程 36 m 时)
16 000	5	2 760	630	110×4	0.024 1
16 000	10	1 380	450	55×4	0.012 0

水系统采用一次泵变流量系统, 在水泵台数控制的基础上, 通过供回水管间的压差调节水泵的流量。水系统采用异程式, 部分办公区的风机盘管系统采用同程式, 末端组合式空气处理机组供水管上设置自力式压差控制阀, 以保证系统的水力平衡; 回水管上设置电动两通调节阀进行流量调节。

空调水系统原理图见图 4、5。

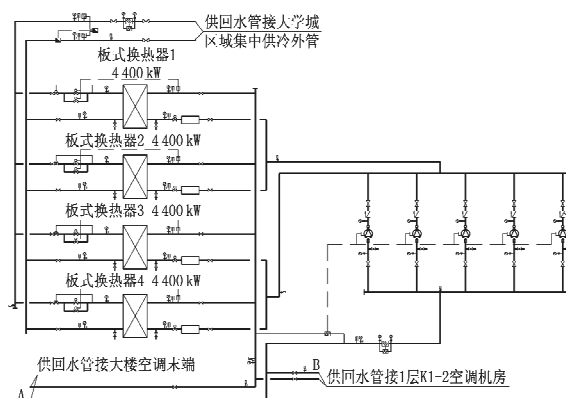


图 4 换热站空调水系统原理图

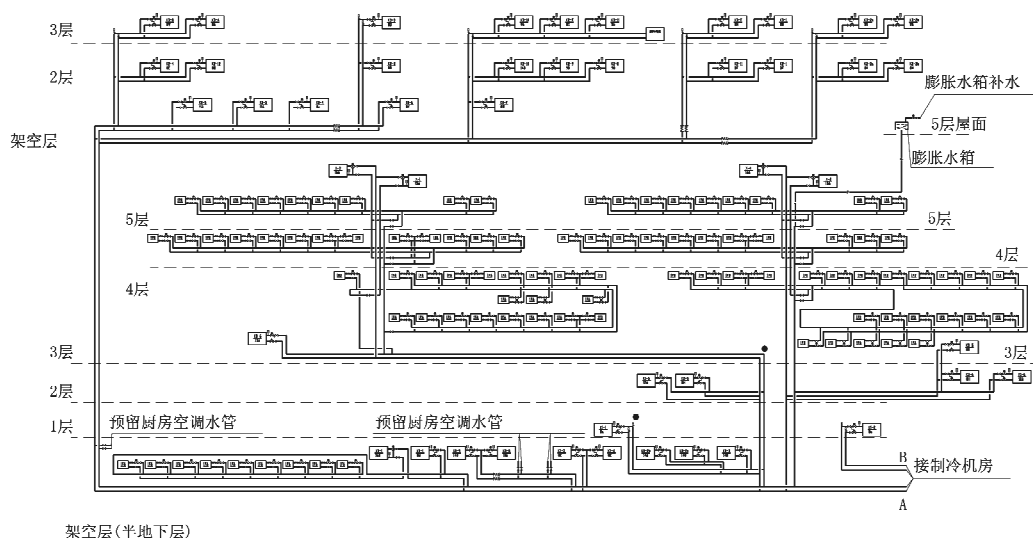


图 5 末端空调水系统原理图

2.3 空调风系统

2.3.1 送风温度

一般来说,空调风系统的输送功耗占整个空调系统功耗的 30%~40%,空调系统的送风温度越接近于供水温度,对减小系统风量越有利,系统的输送功耗也减少得越多。但送风温度的降低也会引起表冷器面积及风管保温厚度的增加。

在本工程中,根据冷源条件(4.5℃)及空气处理机组采用吸入式(风机位于表冷器的出风侧)等

条件,经技术经济比较确定表冷器出风温度为 8.5℃。

空气处理机组的表冷器出风温度为 8.5℃,风机温升经计算为 1.5~2℃,空调系统送风温差达 15℃左右,与常规空调送风系统(空调送风温差约 10℃)相比,空调送风量减少 33%,空调风管占用空间减少 20%,空调风机电功率减少 30%,在相同的风机单位风量耗功率下,空调风系统的作用半径可以增大 20%(见表 2)。

表 2 不同送风温差的风系统对比

室内显热负荷/kW	水温差/℃	风量/(m ³ /h)	总风管尺寸/mm	风机功率/kW	系统作用半径/m	风机全压/Pa	风机单位风量耗功率/(W/(m ³ /h))
68	10	20 000	1 250×500	7.5	180	900	0.48
68	15	13 500	1 250×400	5.5	210	900	0.48

2.3.2 空气处理机组及热回收

本工程中的大空间均采用全空气系统。机组采用组合式空气处理机组,设置混合粗效过滤段、中效过滤段、表冷段(设挡水板)、送风段。

在机组中设置两级过滤对保护肋片较密的盘管很有必要。在设计阶段,考虑采用电子式灭菌净化设备作为中效过滤段,施工时,甲方考虑经济因素改为了板式过滤段。粗、中效过滤器的级别分别为 G4 和 F7。

要获得较低的送风温度,需保证表冷器换热充分,空气与表冷器盘管的换热时间越长,接触面积越大,换热就越充分,但表冷器的风阻也会相应加大。经计算比较,取盘管的迎风面风速为 2.0 m/s,盘管的排数为 10 排。

考虑系统变风量运行的需求,机组内的风机均采用变频风机。

本工程中,新风负荷约占空调总负荷的 35%,广州空调使用时间长,回收排风能量能有效减少空调能耗,经济可行。因此采用了全热回收新风换气机组,机组的温度效率>70%,焓效率>60%,新风经换气机组与排风进行换热后进入空气处理机组,与回风混合后再进行热湿处理。本工程中对 70%的排风进行了热回收。

在空气处理机组上增设新风口,过渡季新风不经过新风换气机组,而是直接进入空气处理机组,以达到全新风运行(通过新风供冷)的目的。

2.3.3 空调风系统的设置

1) 1 层商场、贵宾接待室以及咖啡厅等房间分隔较多,对每个房间采用串联型(压力无关型)风机动力

末端装置。空调新、回风经空气处理机组过滤及热湿处理后再通过变风量末端送入室内。末端装置设多点温度传感器,根据室温调整末端装置一次风进风阀的开度以恒定室温。选用串联型末端装置的原因在于其送风量恒定,在一次风量变化时室内空气分布不受影响。考虑到噪声问题,设计选用低噪声型末端装置。实际安装时,甲方将吊顶方式改为格栅吊顶,风机运行噪声就显得较大,针对这一情况,对每台末端装置采取了隔声处理,解决了这一问题。

2) 8 个展厅、影院大厅、4 个影院、连接展厅的公共走廊均采用组合式空气处理机组全空气送风系统,空调新、回风经空气处理机组过滤及热湿处理后再通过低温热芯诱导送风口送入室内。

用于科技展示的展厅面积都很大,最大展厅面积为 6 200 m²,每个展厅设 1~2 台空气处理机组,空气处理机组最大风量为 170 000 m³/h。由于展厅的高度较高(12 m),在每个展厅的入口处分为 2 层,下层为管理用房,上层为空调机房。空调回风采用集中回风。

风机风量、风压大,所产生的噪声也大。各展厅的空气处理机组风机本体 A 声级噪声均在 80 dB 以上,因此在噪声处理上需要格外慎重。设计采用在送风管上设消声静压箱和 2 m 长的微穿孔板消声器进行两级消声,回风则采用消声百叶窗消声,4 层组合,每层消声量为 14 dB,每层厚度为 210 mm,层间空腔 100 mm,外配金属装饰百叶。经过这样的噪声处理后,室内噪声可以满足 NR55 的设计要求。运行阶段经现场测试,各展厅的 A 声级噪声均低于 55 dB。

3) 1 层入口门厅、B 区中庭为高大空间, 高度高(29 m), 体积大, 根据人的活动区域在地面上 2 m 内的特点, 确定地面上 2 m 内为空调保证区, 采用分层空调系统, 送风方式采用喷口侧送风。由于喷口不具备低温送风口所需的高诱导性, 采用低温送风时会结露, 因此对送风口为喷口的机组将表冷器出风温度提高到 11℃。

4) 4, 5 层办公区域采取风机盘管加新风系统, 新风机组的表冷器出风温度为 8.5℃, 处理后的新风含湿量为 6.24 g/kg, 低于室内设计状态(25℃, 50%)对应的含湿量 9.95 g/kg。这样新风不仅负担新风冷负荷, 还负担部分室内显热冷负荷和部分潜热冷负荷, 风机盘管仅负担一部分室内显热冷负荷(人、照明、日射), 基本实现等湿冷却, 大大减少了空调冷凝水量, 可防止由于空调冷凝水存积引起的真菌滋生, 改善室内空气质量。

2.3.4 低温送风口

在低温送风空调系统中, 低温送风口的设计很关键。由于送风温度低, 送风量小, 所以要求低温送风口比常规送风口具有更广泛的温度、风量适用范围, 并且要具有很好的空气分布特性和空气混合特性, 以满足变风量系统的要求, 而且还应具有可接受的阻力和噪声性能。

设计采用 Thermal Core 高诱导热芯风口, 这种风口的送风方式为: 低温的一次空气以较高的速度经过核芯周边的喷嘴形成静脉收缩段, 将室内空气诱导至喷嘴与一次送风气流混合, 诱导风通过喷嘴送出, 从而在离开核芯 115 mm 处混风比例可达到 2.35:1。这样送风气流在离开风口时已具备等同于甚至高于常规送风的气流温度, 同时风量也急剧增加, 因此不会产生低温空气在空调区内的沉降现象。

为避免风口结露, 热芯风口所有部件采用隔热材料制成, 并且被诱导的较高温度的室内空气以类似撞击方式被诱导至风口表面, 充分加热风口表面, 有效防止结露, 静脉收缩段的形成可再将空气诱导回喷嘴, 提高出风温度, 防止结露。

热芯风口射程较大, 最大射程可以达到 9.75 m, 风口 A 声级噪声值不高于 35 dB。

展厅、影院大厅及影院等均采用 HCRH 型直送型高诱导热芯风口, 长度为 1 200 mm, 宽度根据建筑装修需求为 100~250 mm。局部区域根据建筑装修要求采用 OMNL 方形高诱导风口, 外形尺

寸为 450 mm×450 mm。

3 空调系统的自动控制

空调自控系统是实现空调系统安全可靠运行、满足功能需要、降低运行能耗的保障。本工程中空调系统的控制均纳入楼宇自控系统(BAS), 由 BAS 进行启停、运行及节能控制, 监测及报警。主要控制项目有: 换热器控制, 水泵台数和变频控制, 压差旁通阀控制, 空气处理机组、新风机组、风机相关参数控制, 变风量控制, 电动水阀控制等。

本工程中空气处理机组的控制至为重要, 下面以两种典型系统为例说明主要控制方式及参数。

3.1 设有串联型风机动力末端装置的变风量全空气空调系统的控制(控制原理图见图 6)

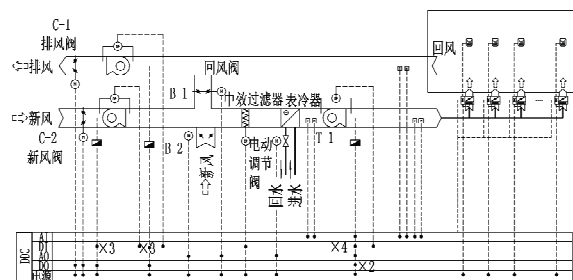


图 6 串联型风机动力末端装置的变风量全空气空调系统控制原理图

1) 房间温度控制: 由房间温度控制器控制变风量末端装置进风阀的开度, 调节送风量控制室温。

2) 表冷器出风温度控制: 通过表冷器后的温度信号(T-1)调节表冷器回水管上的比例积分式电动两通阀的开度控制出风温度。

3) 变频器转速控制: 通过设在送风总管上(下游 2/3 处)的压力传感器的静压信号控制主风机的转速。

4) 当送风机的转速降至设定最小转速时, 根据回风温度调节电动两通阀的开度。

5) 通过送、排风机恒定最小新风量, 空调季运行送、排风机, 联锁开启阀 C-1(排风阀)、C-2(新风阀), 此时阀 B-2(过渡季新风阀)关闭。

6) 过渡季停止运行送、排风机, 联锁关闭阀 C-1, C-2, 开启阀 B-2, 根据新风、回风的温湿度计算比焓, 自动调节阀 B-1, B-2 的开度, 加大新风量, 利用新风供冷。同时开启外墙上所设电动窗排风。

3.2 低温送风口直接送风的变风量全空气空调系统的控制(控制原理图见图 7)

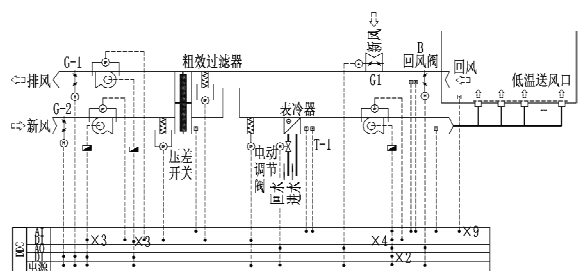


图7 低温送风口直接送风变风量全空气空调系统控制原理图

1) 为防止系统启动运行阶段空调房间凝露,风机以最小频率启动,初期总送风温度采用较高值(接近常规送风温度 14°C),随着系统的运行逐步降至设定值。

2) 房间温度控制:根据房间温度信号经 DDC 控制器控制变频器转速,调节送风量控制室温。

3) 表冷器出风温度控制:送风机的转速降至设定最小转速以前,通过表冷器后的温度信号(T-1)调节表冷器回水管上的比例积分式电动两通阀的开度来控制出风温度。

4) 当送风机的转速降至设定最小转速时(此时风量为系统新风量),根据回风温度调节电动两通阀的开度。

5) 通过送、排风机恒定最小新风量,空调季运行送、排风机,联锁开启阀 G-1(排风阀)、G-2(新风阀),此时阀 G1(过渡季新风阀)关闭。

6) 过渡季停止运行送、排风机,联锁关闭阀 G-1, G-2, 根据新风、回风的温湿度计算比焓,自动调节阀 B, G1 的开度,加大新风量,利用新风供冷,同时开启外墙上所设电动窗排风。

4 防排烟系统的性能化分析设计

本工程在设计阶段请公安部四川消防研究所进行了消防安全性能评估以指导消防设计。消防研究所的消防安全性能评估基于以下两种方法:1) 以《高层民用建筑设计防火规范》为基础的规格式方法;2) 为满足消防安全目标而提供的其他可供选择的解决办法(性能化方法)。

在防排烟系统的设置上采用以下的性能化设计解决方法:

1) 主体建筑大楼中庭高度超过 12 m, 按《高层民用建筑设计防火规范》的要求应设机械排烟, 根据本大楼的特点, 借鉴国内外同类工程的经验, 本设计拟在屋顶设置电动排烟窗, 采用可开启天窗进行自然排烟, 开窗面积大于中庭面积的 5%; 中庭环廊采

用机械排烟, 沿中庭边沿设置挡烟垂壁, 环廊内设置防烟分区, 环廊扶手栏杆采用玻璃封闭, 在此基础上通过火灾烟气的模拟计算确定中庭环廊排烟量, 验证中庭环廊作为逃生通道的安全性。

2) 在 2, 3 层展厅两侧设自然排烟口, 采用自然排烟, 通过对展厅火灾烟气的模拟结果, 确定排烟量及排烟口尺寸。

3) 影院部分采用机械排烟系统, 由于其空间的特殊性, 通过火灾烟气的模拟计算, 确定增加排烟量及补风量以保证人员的安全。

根据以上条件进行火灾烟气的模拟, 对大楼的防排烟系统作如下设计:

1) 考虑展厅和共享中庭的面积较大, 高度较高, 不易设置机械排烟设备, 2, 3 层展厅及门厅、中庭均采用可开启天窗的方式进行自然排烟。

2) 科技影院采用了机械排烟系统, 但由于这些场所人员较密集, 一旦发生火灾如果烟气得不到有效控制将危及人员的安全。因此, 科技影院需加大排烟量, 并设机械补风系统, 补风量为排烟量的 50%。

3) 中庭环廊采用机械排烟, 沿中庭边沿设置挡烟垂壁, 环廊内设置防烟分区, 环廊扶手栏杆采用玻璃封闭。火灾烟气的模拟计算结果表明, 采用中庭环廊作为逃生通道是安全的。

4) 地下室和楼梯间的防排烟系统根据《高层民用建筑设计防火规范》的规定进行设计。

5 空调运行情况

2008 年 5 月进入工程调试阶段, 9 月正式投入使用。各区域的空调效果良好, 温度、湿度以及噪声均能满足设计要求。大部分区域的相对湿度保持在 50% 以下, 室内的热舒适性良好。

空调系统的自控系统正在按照设计要求进行调试和完善。

参考文献:

- [1] 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, 1993
- [2] 建设部工程质量安全监督与行业发展司, 中国建筑标准研究所. 全国民用建筑工程设计技术措施 暖通空调·动力[M]. 北京: 中国计划出版社, 2003
- [3] 中国有色工程设计研究总院. GB 50019—2003 采暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京: 中国计划出版社, 2004