**02、中央空调大温差送风（冷水）在工程中的应用**

**1、前言**

随着经济发展，无论是发达国家或发展中国家，建筑能耗在总能耗中所占的比重都很大，约为 25％～40％，而在建筑能耗中，空调能耗占据近 50％，且比例不断增加。因此， 对空调系统节能提出越来越高的要求。空调系统设计中采用诸如变风量、变水量、蓄冷空调，大温差空调等节能或提高系统经济性的技术，其中变风量或变水量空调是提高空调负荷变化时的调节性能的技术，通过变风量或变水量对空调负荷变化的实时响应来达到节能的目的;大温差空调是在空调设计工况和设计负荷下的节能技术，通过提高冷(热)量输送过程中载冷(热)剂的温差来提高冷(热)量的输送效率。

大温差技术在空调系统中有多种体现方式，本文主要涉及的是常规空调中风系统大温差和冷水系统大温差。

常规空调系统的大温差送风系统，在空调机组能力范围内尽可能加大送风温差，以达到减少送风量，降低空调系统一次投资和运转费用的目的。在保证既定的技术要求的前提下，加大送风温差有突出的经济意义。送风温差加大一倍，系统送风量可以减少一半，可降低初投资，节约介质输送动力消耗。所以在空调设计中，正确确定送风温差是一个相当重要的问题。同时，由于冷水大温差减小了冷水循环水量，使冷水循环水泵功耗和初投资下降，但冷水供回水温度和水量的变化，也往往会使冷水机组的功耗和初投资有所上升。表1列举了美国日本两国对大温差设计中的供水温度的设计范围做了明确规定。

表1 冷水供水温度设计范围

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | 常规空调 | 低温送风空调 |
| 美国 | 4~6℃ | 1~4℃ |
| 日本 | 7℃ | 4~5℃ |

可见，更低的供水温度，为大温差送风系统采用提供了条件。

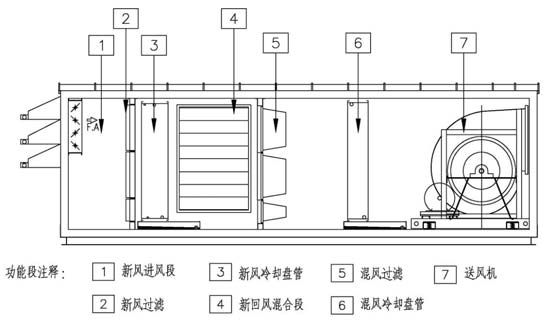
**2、工程应用**

2.1、建筑概况：以上海某一幢三层办公楼的标准层进行分析。该办公楼标准层空调面积2370m2，单位面积人员数0.1人/m2，空调设计采用位于屋面的2台组合式空调机组，送回风管均由屋面竖井进入标准层吊顶，通过环形风管送风，内外区均采用节流型变风量末端装置（VAVBOX），外区末端带有热水盘管。37台变风量末端通过支风管与环形风道连接，一套末

端装置带多个送风口。回风方式采用吊顶回风。风管保温材料为40mm厚夹筋铝箔玻璃棉。空

调箱内设两级盘管，一级盘管用于单独处理新风，进出水温分别为7℃/22℃；二级盘管处理

回风和处理过的新风的混合空气，进出水温分别为7℃/17℃。图1为此空气处理过程所用的空调箱各功能段示意图

图1 空调箱功能段示意图

2.2、空调供回水大温差

常规空调水系统供回水通常取7℃/12℃，为5℃的温差，若冷水系统采用10℃温差较5℃温差，则冷水量减少一半，水泵能耗理论上也能减少一半，水系统一次投资减少。当冷水机组冷水初温保持7℃时，10℃温差与5℃温差时冷水机组的能耗基本相同[4]。表2是三家不同品牌离心式冷水机组制冷能力2813KW冷量，保持供水温度不变，在不同冷水温升下的机组功率。由此可以看出，在7℃ 供水温度不变的条件下，将冷水温升加大1倍，电机功率变化很小，或没有变化。

表2 大温差下离心式冷水机组功率变化[4]

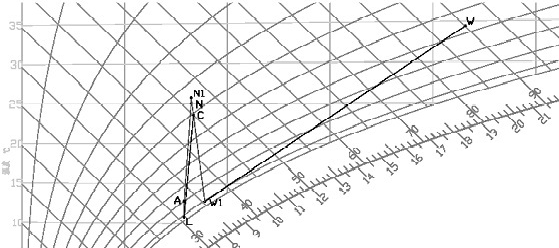
|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 冷水机组型号 | 进出水温℃ | |
| 7/12 | 7/17 |
| 功率 KW | 功率 KW |
| 19XR6565467DJS | 524 | 537 |
| CVHG780 | 499 | 505 |
| YKGBFBH85 | 557 | 529 |

在本案例中，在保持7℃供水的同时，加大了供回水温差的方法，为冷水机组的选取及经济性比较提供了有利条件。

而对于空调末端而言，同一台表冷器，即表冷器排数和换热面积不变，在冷水供水温度7℃情况下，供回水温差由5℃提高到10℃时，保持空气侧的进出风温度不变，经计算表冷器两侧的对数平均温差减小；同时供回水温差的增大使得冷水流量减小，空调机组制冷量不够。文献[5]定量分析了冷水大温差对空调系统风机盘管和表冷器的影响。研究表明， 采用冷水大温差后，风机盘管和表冷器的性能都有所下降，其中去湿能力的下降最为显 著，而风机盘管性能下降更多。因此，在大温差条件下，要保持表冷器制冷量不变，需要增加表冷器排数或换热面积。

* 1. 大温差送风空气处理过程及焓湿图分析

图2是该建筑标准层的空气处理过程，表3给出了空气处理状态点参数。该工程采用了大温差的送风方式。



|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| ① | W→W1 | 图2 标准层的空气处理过程  新风经空调箱新风盘管单独处理； |
| ② | N→N1 | 回风温升 |
|  |  | →C 经温升的回风与处理后的新风混合至C点； |
|  | W1 |  |
| ③ | C→L | 混合风经空调箱第二级盘管处理到空调箱机器露点； |
| ④ | L→A | 抽吸式空调箱的风机温升及送风管温升过程； |
| ⑤ | A→N | 送风经热湿比线与设计温度25℃线相交于室内状态点N。 |

表3 空气处理过程的过状态点

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | W | W1 | N | N1 | C | L | A |
|  | 室外空气点 | 新风盘管出口空气  状态点 | 室内状态点 | 回风温升点 | 回风混合点 | 空调机组机器露点 | 风机和送风管  温升后 |
| t ℃(DB) | 34.4 | 12.8 | 25 | 25.75 | 23.57 | 10.87 | 12.8 |
| t ℃(WB) | 27.9 | 12.4 | 16.34 | 16.59 | 15.93 | 10.57 | 11.39 |
| RH(%) | 61.7 | 95 | 41 | 39 | 45 | 96 | 85 |

由图2和表3 可看出：① 采用了较低的机器露点：10.87℃(DB)/10.57℃(WB)，低机器露点才有可能加大送风温差；② 空气处理终态的室内空气参数干球温度为25℃，相对湿度41%，营造了一个更加舒适卫生的室内环境；③ 由于回风系统采用的是吊顶回风，考虑了回风温升；④ 由于采用抽吸式空调箱，送风机位于冷盘之后，有1~2℃的温升。为保证送风温度以及风机前的空气状态点L不会位于饱和状态线以下，选取送风点为设计送风干球温度12.8℃和相对湿度85%的交点A。

本设计采用定送风状态点的方法，即预先设定送风点，考虑风机和管道温升，送风点比机器露点L高1~2℃，机器露点与供水温度温差约3~4℃，且相对湿度在90~95%。因此该空气处理过程的机器露的点在10.87℃(DB)/10.57℃(WB)。过送风点过该送风点做热湿比线， 与要求的室内干球温度线相交，确定可以达到的室内相对湿度。

在此设计中，由于送风点A是预先设定的，送风量是根据实际可达到的送风温差确定的，因此可以比较准确地确定室内空气参数，减小室内温湿度的波动范围。同时，由于送风温度较低，送风口需采用导热系数小的隔热材料生产的防结露风口，而且防结露风口特殊的结构，使送风口出风时在边沿区域产生大的诱导比也可以避免结露的发生。

* 1. 常规空调一次回风空气处理过程

为了更好的与常规空气处理过程作比较，现将同案例采用常规空调一次回风空气处理

过程焓湿图（图3）与空气状态点（表3）列出。

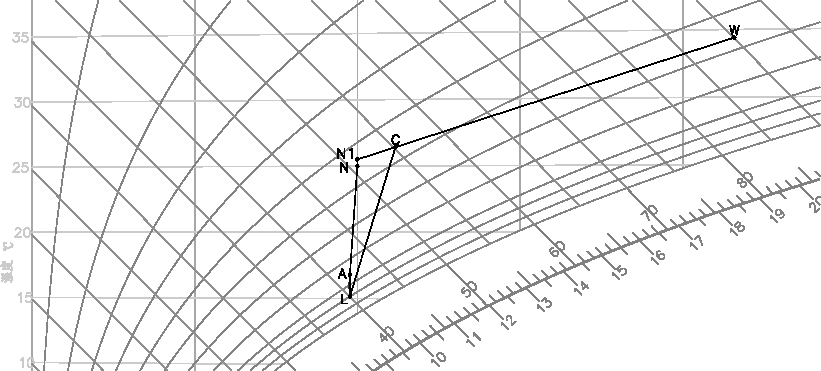


图3 上海市该建筑标准层的常规一次回风空气处理过程表4 常规一次回风空气处理过程的过状态点

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | W | N | N1 | C | L | A |
| 状态点 | 室外空气点 | 室内点 | 回风温升点 | 回风混合点 | 空调机组机器露点 | 风机和送风管  温升后 |
| t ℃(DB) | 34.4 | 25 | 25.5 | 26.4 | 15.1 | 16.8 |
| t ℃(WB) | 27.9 | 19.4 | 17.9 | 19.1 | 14.1 | 14.8 |
| RH(%) | 61.7 | 50 | 48.5 | 51 | 90 | 80 |

2.3、室内送风量的确定

在本案例中,房间实际可以达到的相对湿度、空调系统的送风量和设备负荷通过焓湿图分析来确定。

2.4、经济比较

该项目办公楼采用常规空调系统和大温差送风系统的经济比较见表5。该表的编制条件是：① 常规空调风机和管道温升约1.68℃，大温差送风系统风机和送风管温升均为1.93℃；② 空调机组和变风量末端价格取自一线品牌设备商报价；③ 空调运行时间每天

10小时，一周运行5天，全年空调季约8个月共1600小时，上海市峰电电价1.1元/度。表5

该办公楼采用常规空调系统和大温差送风系统的比较

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | 常规空调系统 | 大温差系统 |
| 室内空气参数 | 25℃/50% | 25℃/41% |
| 空调冷负荷(kW) | 193.195 | 192.97 |
| 室内空调冷负荷(kW) | 134.07 | 134.07 |
| 新风负荷(KW) | 59.125 | 58.9 |
| 空调湿负荷(Kg/h) | 12.315 | 12.315 |
| 热湿比(KJ/kg) | 39191 | 39191 |
| 送风量(m3/h) | 47635 | 29389 |
| 新风量(m3/h) | 4770 | 4770 |
| 表冷器排数 | 4 |  |
| 新风盘管 | --- | 8 |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 二级盘管 | --- | 7 |
| 机器露点℃ | 15.2/14.1 | 10.87/10.57 |
| 送风点℃ | 17/14.8 | 12.8/11.4 |
| 送风温差℃ | 8 | 12.2 |
| 送风机组送风量(m3/h) | 50000 | 30000 |
| 送风机组冷量(kW) | 225.2 |  |
| 新风盘管制冷量(kW) |  | 82 |
| 二级盘管制冷量(kW) |  | 136.8 |
| 空调机组功率(kW) | 30 | 18.5 |
| 一次投资 |  |  |
| 空调机组(万元) | 20.5 | 13.5 |
| 变风量末端(万元) | 41.8 | 28.8 |
| 风道系统(万元) | 100% | 80% |
| 空调机组年运转费用(万元) | 5.28 | 3.26 |

由表4可以看出，采用送风大温差技术后，室内空气干球温度不变，而相对湿度明显下降，室内空气质量和人体舒适感得到明显改善。由表5可以看出，标准层空调系统的一次投资减少和运转费用都有明显程度的减少。有关增大送风温差的经济性，文献[3]指出送风温差加大一倍，系统送风量减少一半，风系统基本材料投资减少40%，动力消耗可减少50%。从本例来看，送风温差加大50%，送风量减小39%，风系统初投资和运行费也随之有了明显的减小。

**3、总结**

空调系统在采用冷水供回水及送风大温差时，与常规空调有诸多不同：（1）制冷主机选用大温差型；（2）空气处理机组需针对供回水大温差计算冷盘，选用大温差空调机组；

（3）预先选定送风点（机器露点），加大送风温差减少送风量；（4）选用大诱导比，并且由导热系数小的隔热材料生产的防结露风口，有效防止送风口结露。冷水大温差的采用可使冷水量减少一半，水管路系统及水泵的一次投资减少，水泵的能耗减少，运行费用降低，同时加大送风温差、减少室内送风量的空调送风大温差系统，不论在人体舒适感方 面，还是一次投资和运转费用方面也都有诸多优点。空调冷水及送风大温差是一种室内环境效益和经济效益明显空调方式，值得推广和更广泛深入的研究。