

集中空调系统各环节温差及提高性能的途径分析*

清华大学 张涛[☆] 刘晓华 江亿

摘要 从换热温差的角度分析了常规集中空调系统各环节的特性,研究了换热温差对空调系统投入的换热面积、输配能耗和制冷机组能耗等的影响。根据显热、潜热负荷的不同特点介绍了温湿度独立控制空调系统的理念,并分析了温湿度独立控制系统各环节中的温度分布情况。介绍了进一步提高新风处理过程性能及温度控制系统性能的方法,以某办公建筑为例分析了采用不同形式的集中空调系统方案时在换热温差、系统性能等方面的差异。

关键词 换热温差 空调系统 温湿度独立控制 分级

Analysis on temperature differences and performance improvement of central air conditioning systems

By Zhang Tao[★], Liu Xiaohua and Jiang Yi

Abstract Analyses the characteristics of conventional central air conditioning systems from the perspective of heat exchange temperature differences, studies the influences of temperature difference on the heat exchange area, transmission and distribution energy consumption and chiller energy consumption. Based on the characters of sensible and latent heat loads, presents the concept of temperature and humidity independent control system, and analyses its temperature differences in different segments. Indicates the methods of improving the performance of fresh air handling process and temperature control process, and analyses the difference of different central air conditioning systems in heat exchange temperature difference and system performance with an office building case study.

Keywords heat exchange temperature difference, air conditioning system, temperature and humidity independent control, grading

★ Tsinghua University, Beijing, China

①

0 引言

我国有近 5 亿 m² 的大型公共建筑采用集中空调系统,根据对北京、上海、广州和深圳近百座大型公共建筑用能情况的调查^[1],发现它们的单位面积用电量是城市一般居住建筑用电量的 10~20 倍,其中一半以上电耗用于集中空调系统。如何在提高室内环境舒适度的基础上有效降低集中空调系统的运行能耗,一直是业内人士关注的焦点。很多学者进行了相关的研究,积累了大量的建筑能耗实际运行数据^[1-3],在此基础上优化制冷机组、冷却塔等组成部分及整个空调系统的运行策略^[4-6],我国相关标准中对空调系统各部件的性能作出了规

定^[7-8],指导集中空调系统的设计、运行,取得了很好的效果。针对建筑潜热负荷占建筑总负荷的比例有限、消除建筑的潜热负荷(除湿)比降温有更低的冷源温度需求而提出的温湿度独立控制空调系统^[9-11],由温度调节和湿度调节两个子系统分别控制室内的温度与湿度,可以大幅度提高温度调节子系统所需的冷源温度,而且室内温度、湿度可以满足建筑在不同使用情况下的热湿比需求,得到更为舒适的室内环境。

①[☆] 张涛,男,1987 年 8 月生,硕士研究生
100084 清华大学建筑技术科学系
(010) 62773772

E-mail: tao-zhang09@mails.tsinghua.edu.cn

收稿日期:2010-12-31

修回日期:2011-01-17

* 国家自然科学基金资助项目(编号:51006058),高等学校全国优秀博士学位论文作者基金资助项目

集中空调系统的运行能耗,既包括制冷机组的运行能耗,也包括风机、水泵等输配系统的能耗。一些实际建筑的测试表明,风机、水泵的能耗在整个空调系统中占有不容忽视的比例^[1],在有的建筑中甚至超过了制冷机组的能耗。集中空调系统的优化分析,包括系统中传热装置与传热传质装置投入的换热面积在各个装置中的合理分配,也包括如何降低制冷机组、输配系统的整体运行能耗,即需要从系统整体角度对集中空调系统进行优化分析。

本文将从集中空调系统各环节换热温差的角度着眼,分析其系统的特性,希望能从一个新的角度重新审视集中空调系统各个组成部分的相互关系和换热损失,在此基础上比较传统集中空调系统和温湿度独立控制空调系统的换热温差,并提出进一步提高温湿度独立控制空调系统性能的方向以及应用过程中应注意的问题。

1 集中空调系统各换热环节的分析

图1以风机盘管加新风系统为例,给出了集中空调系统的工作原理。制冷机组制备出冷水(通常为7℃),经冷水泵输送至新风机组表冷器和室内风机盘管,用于对新风和室内空气降温除湿,之后温度升高的冷水(通常为12℃)返回制冷机组的蒸发器。制冷机组冷凝器的排热通过冷却塔排放到室外环境中。风机盘管加新风系统的空气处理过程在焓湿图上的表示见图2。

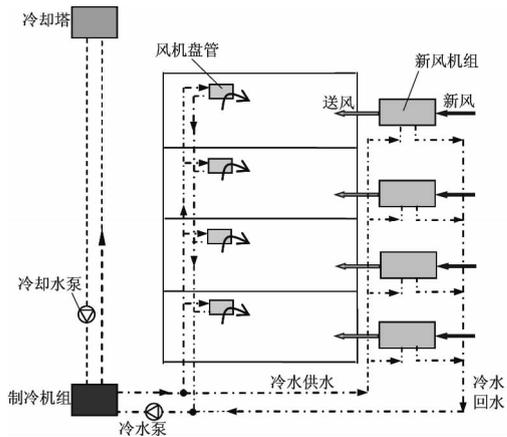


图1 集中空调系统工作原理(以风机盘管加新风系统为例)

图3给出了该集中空调系统中各个环节的温度分布情况,包括从制冷机组到风机盘管的处理过程和从制冷机组到新风机组的处理过程。以图3a风机盘管系统的换热过程为例,蒸发器—冷水—风机盘管空气—室内空气换热过程的换热量即为风

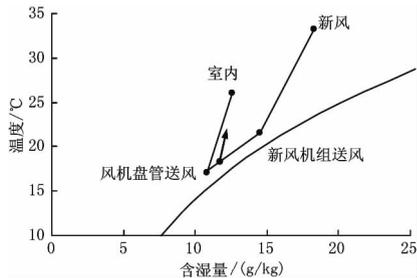


图2 风机盘管加新风系统空气处理过程在焓湿图上的表示

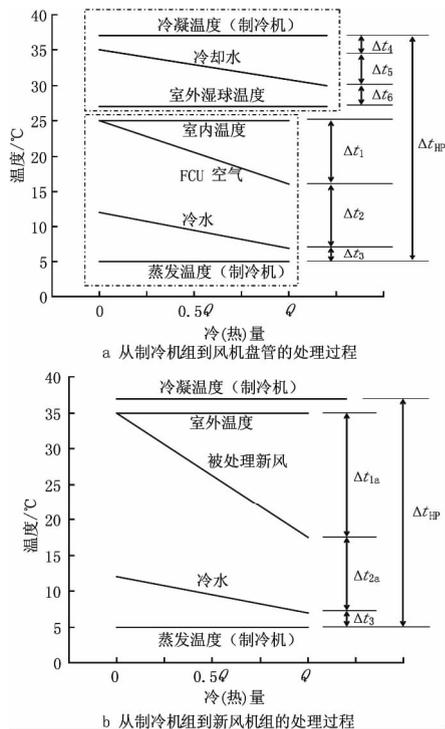


图3 集中空调系统各环节温度分布情况

机盘管带走的热量 Q_{FCU} ，冷凝器—冷却水—冷却塔空气换热过程的换热量在 Q_{FCU} 的基础上多出了制冷机组压缩机的耗功。在该系统中,室外空气的湿球温度由气象条件决定,室内温度由环境控制需求决定,可认为是两个确定的量。制冷机组的冷凝温度为系统中的最高温度,制冷机组的蒸发温度为系统中的最低温度。在冷凝温度与室外空气湿球温度之间存在两个换热环节(制冷剂与冷却水在冷凝器内的换热、冷却水与室外空气在冷却塔内的热湿交换过程)和两个输配环节(冷却水输配、冷却塔内空气输配)。从显热换热的角度看,室内温度限定了蒸发温度的上限,在室内温度和蒸发温度之间存在三个换热环节(室内空气与风机盘管送风的换热、风机盘管内空气与冷水的换热、冷水与制冷剂在蒸发器内的换热)和两个输配环节(风机盘管内

空气输配、冷水输配)。如果采用冷凝除湿方式,则室内空气的露点温度限定了蒸发温度的上限。对新风系统的处理过程进行分析,可以得到与风机盘管系统类似的结论。对整个集中空调系统而言,总的投入包括如下三个部分:

1) 换热器的换热能力 UA 或热质交换装置(蒸发器、冷凝器、风机盘管、表冷器、冷却塔)的传热传质能力,增大换热面积或提高两侧流体的匹配特性可以提高此部分性能。

2) 输配系统的能耗,包括水循环中冷水泵、冷却水泵的能耗,空气循环中新风机组内风机、风机盘管内风机、冷却塔风机的能耗。输配系统的能耗直接受输配流体流量影响,增大输送温差、减小流量是降低输配系统能耗的有效措施。

3) 制冷系统的能耗,此部分直接受冷凝温度和蒸发温度的影响,降低冷凝温度或者提高蒸发温度是改善制冷系统效率的有效措施。

表 1 汇总了图 3 所示的集中空调系统处理过程中各环节的温差以及对应的投入情况。减小制冷机组蒸发温度与室内温度之间的差值(即减小图 3 中 $\Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3$ 的数值),以及减小制冷机组冷凝温度与室外空气湿球温度之间的差值(即减小图 3 中 $\Delta t_4 + \Delta t_5 + \Delta t_6$ 的数值),可以有效减小制冷机组的工作温差(Δt_{HP}),提高制冷机组的性能系数 COP 。按照图 1~3 所示的集中空调系统形式,减小 Δt_{HP} ,需要提高系统的传热(或传质)能力,或需要多消耗风机、水泵输配系统的功耗。

表 1 集中空调系统各换热环节的分析

温差	对应的投入情况		
	传热(或传质)面积	输配耗功	压缩机耗功
风机盘管处	Δ_1	风机耗功 W_A	
理过程	Δ_2	风机盘管换热面积	水泵耗功 W_P
	Δ_3	蒸发器换热面积	
新风机组处	Δ_{1a}	风机耗功 W_A	
理过程	Δ_{2a}	表冷器换热面积	水泵耗功 W_P
	Δ_3	蒸发器换热面积	
	Δ_4	冷凝器换热面积	
冷凝排热处	Δ_4	冷凝器换热面积	
	理过程	Δ_5	水泵耗功 W_P
		Δ_6	冷却塔换热面积
制冷机组	Δ_{HP}		压缩机耗功 W_{HP}

风机、水泵的耗功可用下式计算:

$$\left. \begin{aligned} W_A &= \frac{G_a \Delta p_a}{\eta_a} \\ W_P &= \frac{G_w \Delta p_w}{\eta_w} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中 W_A, W_P 分别为风机、水泵的耗功; G_a, G_w 分别为空气和水的体积流量; $\Delta p_a, \Delta p_w$ 分别为风

机和水泵提供的压头或扬程; η_a, η_w 分别为风机和水泵的效率。

空气循环量 G_a 、冷水循环量 G_w 可用下式计算:

$$\left. \begin{aligned} G_a &= \frac{Q_a}{c_{p,a} \rho_a \Delta t_a} \\ G_w &= \frac{Q_w}{c_{p,w} \rho_w \Delta t_w} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中 Q_a, Q_w 分别为空气循环带走的显热量和水循环带走的热量; $c_{p,a}, c_{p,w}$ 分别为空气和水的比热容; ρ_a, ρ_w 分别为空气和水的密度; $\Delta t_a, \Delta t_w$ 分别为空气循环和水循环的温差。

制冷机组的耗功 W_{HP} 用下式计算:

$$W_{HP} = \frac{Q}{COP_{ideal} \eta_{HP}} = \frac{\Delta t_{HP}}{t_A - (\Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3)} \frac{Q}{\eta_{HP}} \quad (3)$$

式中 η_{HP} 为制冷机组实际循环的热力完善度; Q 为制冷机组的制冷量; COP_{ideal} 为在相同蒸发温度与冷凝温度情况下理想卡诺制冷循环的性能系数,其随蒸发温度和冷凝温度的变化规律见图 4; t_A 为室内温度。

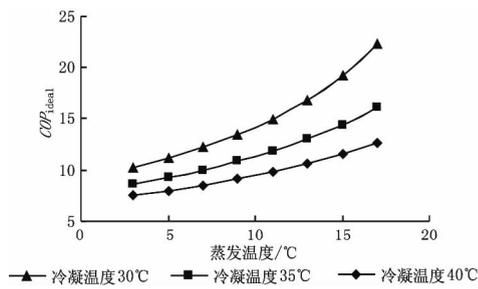


图 4 蒸发温度对制冷机组理想制冷效率的影响

图 5 给出了换热温差对制冷机组耗功与输配系统耗功的影响,当系统处于小换热温差时,制冷机组的性能系数 COP 较高,同样制冷量情况下制冷机组的耗功降低;但要求系统中风机或水泵的循环流量较大,造成风机或水泵输配系统的能耗大幅增加。因而,系统中各部分换热温差需要综合考虑制冷系统压缩机耗功与输配系统耗功及系统投入

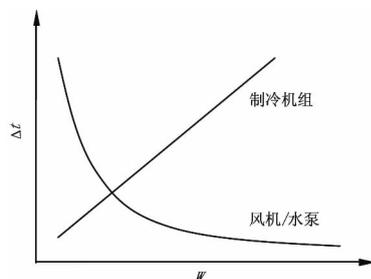


图 5 换热温差对制冷机组耗功与输配系统耗功的影响

的传热传质装置的换热面积三方面的共同影响。

2 将温度与湿度分开处理的集中空调系统

图6给出了建筑总负荷的构成情况,总显热负荷包括围护结构传热,太阳辐射得热,人员、设备、照明产热等建筑显热负荷以及新风显热负荷;总潜热负荷包括室内人员产湿等建筑潜热负荷以及新风潜热负荷。目前大都采用空气冷却器对空气进行冷却和冷凝除湿,再将冷却干燥的空气送入室内,实现排热排湿的目的。如果空调送风仅需满足室内排热的要求,则冷源的温度低于室内空气的干球温度(25℃)即可,考虑传热温差与介质的输送温差,冷源的温度只需要15~18℃。如果空调送风需满足室内排湿的要求,采用冷凝除湿方法时,冷源的温度需要低于室内空气的露点温度(16℃),考虑传热温差和介质输送温差,冷源的温度需要达到5~7℃,这就是现有集中空调系统大都采用5~7℃冷水的原因。

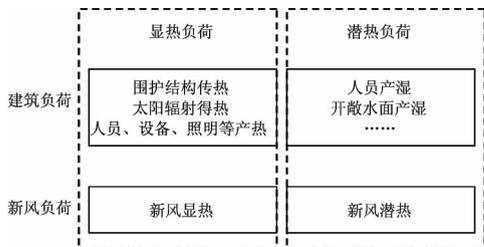


图6 建筑总负荷的构成

通常情况下,显热负荷在总负荷中占较大比例,潜热负荷仅占较小的比例。图7给出了位于不同地点的同样功能的典型办公建筑在供冷季单位建筑面积的耗冷量情况,可以看出处理潜热消耗的冷量仅占总耗冷量的15%~30%。占总负荷一半以上的显热负荷,本可以采用高温冷源处理,却与除湿一起共用5~7℃的低温冷源处理,造成能量利用品位上的浪费。

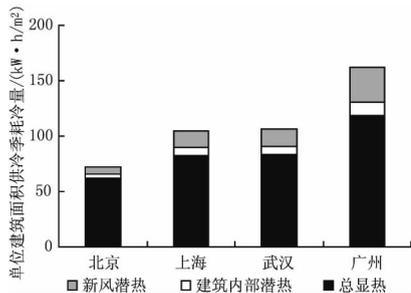


图7 典型办公建筑单位建筑面积供冷季耗冷量(潜热与显热两部分)

温湿度独立控制空调系统^[9]将温度处理系统和湿度处理系统分开,分别控制室内的温度和湿度。图8以冷凝除湿方式为例,给出了此系统的工作原理,其空气处理过程在焓湿图上的表示见图9。普通冷水机组制备出的冷水送至新风机组的表冷器,对新风进行降温除湿处理,要求处理后的送风含湿量足够低下来满足排除建筑潜热负荷的需求,由此控制室内湿度并向室内提供新鲜空气。由于除湿任务由新风机组承担,温度处理系统采用高温冷水机组制备出的较高温度的冷水(如15~18℃)即可实现室内温度的控制。

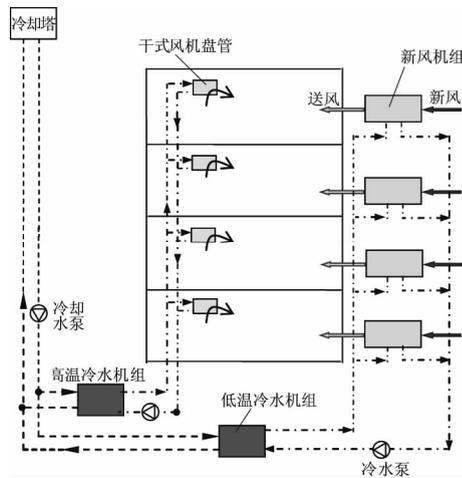


图8 温湿度独立控制空调系统原理(以风机盘管加新风系统为例)

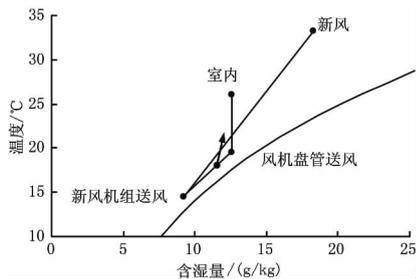


图9 温湿度独立控制空调系统空气处理过程在焓湿图上的表示

图10给出了温湿度独立控制空调系统各环节的温度分布情况,包括高温冷水机组到干式风机盘管的处理过程和低温冷水机组到新风机组的处理过程。对于高温冷水机组到干式风机盘管的处理过程,由于只负责处理显热负荷,高温冷水机组的蒸发温度只受室内干球温度的限制,不受室内露点温度的限制。对于低温冷水机组到新风机组的处理过程,由于需要对新风进行处理来承担室内的潜

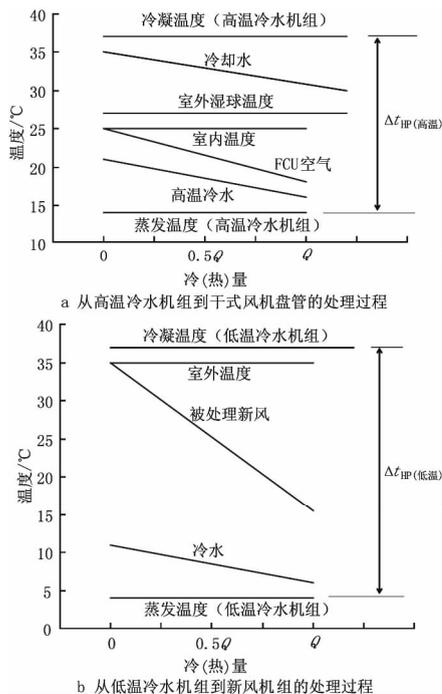


图10 温湿度独立控制系统各环节温度分布情况

热负荷,相应冷水机组的蒸发温度就受到室内露点温度的限制。

在温湿度独立控制空调系统中,总的投入也同样包括换热设备或热质交换设备的换热面积、输配系统的能耗、冷水机组的能耗三部分。与常规集中空调系统相比,一方面温湿度独立控制空调系统利用高温冷水处理室内显热负荷,高温冷水机组的蒸发温度有较大幅度提高,与常规系统相比,在冷凝温度基本不变的情况下减小了冷水机组的工作温差,可有效提高制冷循环的性能系数 COP ,降低冷水机组的能耗。但另一方面,温湿度独立控制系统中室内风机盘管的供水温度(如 $15\sim 18\text{ }^{\circ}\text{C}$)升高,当选取与常规系统相同的室内末端风机盘管设备时,末端设备的供冷量小于输送 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 冷水时的供冷量。因此,若采用风机盘管作为温湿度独立控制系统的温度控制末端设备,在处理相同显热负荷时就需要投入比常规系统更大的换热面积,风机盘管的风量也可能需要相应加大。工作在干工况下的风机盘管与湿工况下的风机盘管在结构、设计形式等方面有很大差异,干式风机盘管中的水与空气应当尽量布置成逆流形式,并在一定程度上增加管排数和增大风量,这些措施可以同时减小风机盘管中冷水与空气间的换热温差和风机盘管中换热后的空气与室内空气的温差。同样可以分析对新风机组

表冷器的性能要求,由于要求的送风含湿量降低,需要增大表冷器的换热面积。

根据前面的分析,采用干式风机盘管时应当通过改变风机盘管的结构形式来减小风机盘管中换热后的空气与室内空气的温差,但需增大换热面积、多消耗输配风机的能耗等。由于仅用于室内降温,高温冷水机组的工作温差 $\Delta t_{HP(\text{高温})}$ 将小于常规冷水机组,其性能系数将高于常规制备 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 冷水的冷水机组。因此,在分析设计温湿度独立控制系统时,应当仔细对比研究减少的冷水机组能耗与增加的风机盘管换热面积、新风机组表冷器面积、风机电耗等的关系。

3 进一步提高温湿度独立控制空调系统性能的分析

3.1 对湿度控制子系统的进一步改进

对于上述采用冷凝除湿方式的温湿度独立控制空调系统,将新风处理到满足排除室内潜热负荷的送风状态的过程中(如图 10b 所示),冷水机组的蒸发温度受到室内空气露点温度的限制。在这种单一冷源蒸发温度的新风处理过程中,冷水机组工作在较大的换热温差 $\Delta t_{HP(\text{低温})}$ 下,制约了冷水机组的性能;新风与冷水之间的换热温差较大,造成换热过程具有较大的传热传质损失,限制了新风处理过程性能的提高。如何对新风的处理过程进行优化,改善新风处理过程的性能,是进一步提高温湿度独立控制空调系统性能的重要研究内容。

由于室外新风状态与新风处理后的状态之间较大的温度差异,可以利用这种差异对新风进行分级处理,即在不同分级内可以利用不同温度的冷水来处理新风,而不同温度的冷水所需的冷源蒸发温度也不同。图 11 给出了一种分级利用高温冷水、低温冷水处理新风的过程。对新风进行冷凝除湿处理的过程可分为两个——新风由不饱和状态降温到饱和状态的过程和新风沿饱和状态除湿的过程。对于图 11a 所示的新风机组,高温冷水(如 $15\sim 18\text{ }^{\circ}\text{C}$)主要用于预冷新风,将新风从不饱和状态降温至饱和状态,除湿并非这一阶段的主要任务;低温冷水则主要是对新风进行除湿处理,以达到送风状态露点的需求。新风冷凝除湿分级处理的各环节温度水平如图 11b 所示,从图中可以看出,在分级处理新风的过程中,新风与高温冷水之间的换热温差、预冷处理后的新风与低温冷水之间

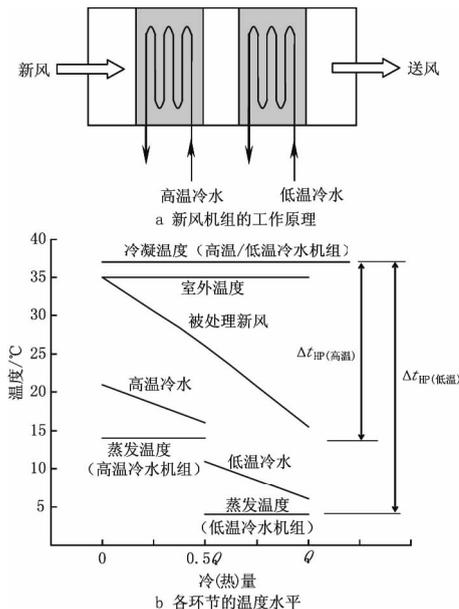


图 11 新风机组(湿度处理)过程

的换热温差均小于图 10b 所示单一蒸发温度冷源处理新风过程,换热过程的损失减小。

同样可以比较新风冷凝除湿分级处理过程与利用单一蒸发温度冷源处理新风的过程在换热面积投入、输配能耗和冷水机组能耗方面的性能差异。由于分级处理过程制取高温冷水时的蒸发温度较高,高温冷水机组的工作温差较小,冷水机组能耗减少。与单一蒸发温度冷源处理新风过程相比,在达到相同的新风除湿效果时,分级处理过程同时利用高温、低温冷水进行处理,由于换热温差减小,需要投入的换热面积会增大。一般情况下,冷水机组能耗的降低幅度大于换热面积增大的幅度,分级处理可以使新风处理过程的性能得到一定程度的改善。

3.2 对温度控制子系统的进一步改进

在温湿度独立控制空调系统中,显热负荷由高温冷水来承担。与常规供给 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 冷水的空调系统相比,当选用风机盘管作为末端设备时,要排除相同的显热负荷,需要投入更大的换热面积或更多的风机输送能耗,这就限制了显热负荷处理过程的性能。风机盘管是利用空气与水的对流换热来进行热量交换的,这个过程就需要使用风机来驱动空气流动,而辐射换热不需要消耗风机能耗来驱动空气换热,减少了中间的输送环节,是提高显热处理过程性能的一种可行方法。

以辐射方式处理显热负荷时,高温冷水直接进

入辐射板等末端装置,通过以辐射为主的换热方式实现对室内的降温处理。图 12 给出了采用辐射末端时各环节的温度分布情况,高温冷水通过辐射末端直接与室内壁面或物体进行辐射换热,与风机盘管形式的温度处理系统相比减少了中间输送环节,可以有效提高显热处理过程的性能。

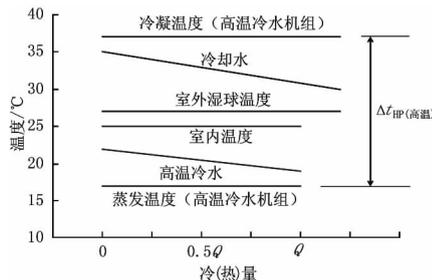


图 12 采用辐射末端的温度处理系统各环节的温度水平

4 案例分析

选取一座位于广州的典型办公建筑,研究采用不同空调系统形式时的系统性能,空调系统方案包括:方案 1——风机盘管与新风机组结合的常规集中空调系统(如图 1 所示);方案 2——干式风机盘管与冷凝除湿新风机组结合的温湿度独立控制空调系统(如图 8 所示);方案 3——干式风机盘管与分级冷凝除湿新风机组结合的温湿度独立控制空调系统(如图 11 所示);方案 4——辐射供冷末端与分级冷凝除湿新风机组结合的温湿度独立控制空调系统(如图 12 所示)。

该建筑(平面布置见图 13)共 11 层,主要房间功能为办公室和会议室,单层建筑面积 $6\ 040\text{ m}^2$,总建筑面积 $66\ 440\text{ m}^2$ 。根据 DeST 软件模拟得到的负荷结果计算分析不同方案的性能,选取一典型时段给出采用不同空调系统方案时系统各环节的温度分布情况及空调系统性能分析结果,该时段对应的室外气象参数为温度 $36.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度 55% ,室内状态为温度 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度 60% ,对应

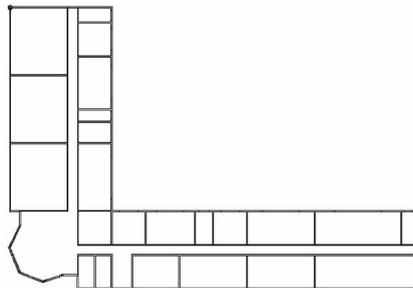


图 13 某办公建筑 DeST 模型平面图

的建筑负荷结果如表 2 所示。采用不同方案时空调系统各部分能耗水平及总体性能比较见表 3。

表 2 典型时刻建筑负荷 kW

新风显热负荷	新风潜热负荷	室内显热负荷	室内潜热负荷	总负荷
786.3	1 584.0	4 891.0	444.3	7 705.6

表 3 典型时刻不同空调系统方案性能比较

	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4
冷水机组电耗/kW	1 525.3	1 285.3	1 109.2	1 109.2
冷水泵电耗/kW	202.5	226.4	256.1	256.1
冷却水泵电耗/kW	212.0	206.5	202.4	202.4
冷却塔电耗/kW	65.9	64.2	63.0	63.0
新风机组风机电耗/kW	83.6	87.8	88.9	88.9
风机盘管电耗/kW	81.8	95.8	95.8	0.0
总电耗/kW	2 171.1	1 966.0	1 815.4	1 719.6
空调系统性能系数	3.5	3.9	4.2	4.5
比方案 1 提高比例/%		10.4	19.6	26.3

从不同方案的性能比较结果可以看出,温湿度独立控制空调系统方案由于将显热、潜热负荷分开处理,显热处理过程中冷水机组的工作温差大幅减小,使得冷水机组的电耗降低,尽管冷水泵、风机盘管等的电耗有所增加,系统性能系数(制冷量/所有空调设备耗电量)仍有一定的提高,从方案 1 的 3.5 提高到方案 2 的 3.9。通过对冷凝除湿新风处理过程进行分级,方案 3 的性能系数可以提高到 4.2;若进一步利用辐射末端替代风机盘管(即方案 4),那么系统的性能系数可提高到 4.5,比方案 1 的提高 26.3%。

5 结论

本文从换热温差角度对常规风机盘管和新风机组形式的集中空调系统各环节进行了分析,换热温差越小意味着冷水机组能耗越小,但输配系统能耗、投入的换热面积等却随换热温差的减小而增大。温湿度独立控制空调系统将显热、潜热负荷分

[4] Scott M J, Wrench L E, Hadley D L. Effects of climate change on commercial building energy demand [J]. Energy Sources, 1994, 16(3):317-332

[5] Cullen N J, Lea H. Climate change-designing building with a future[R]. CIBSE Conference,2001

[6] Van Paassen A H C, Luo Q X. Weather data generator to study climate change on buildings [J]. Building Services Engineering Research and Technology, 2002, 23(4):251-258

[7] Adelard L, Boyer H, Garde F, et al. A detailed weather data generator for building simulations [J].

别处理,能够有效降低显热处理过程中的换热温差,是改善空调系统性能的可行途径。通过对冷凝除湿新风处理过程进行分级、采用辐射末端等方式可以进一步提高温湿度独立控制空调系统的性能,以具体建筑为例比较了选用不同空调系统方案时各环节的温差水平和系统性能情况。

参考文献:

[1] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2010

[2] 郑竺凌,朱伟峰,林春艳. 上海市公共建筑用电分项计量系统的研究和应用[J]. 暖通空调,2010,40(8):2-4

[3] 祝书丰,郭永聪,刘芳. 深圳市大型公共建筑能耗监测系统运行维护及检测数据案例分析[J]. 暖通空调,2010,40(8):5-9

[4] 黄炬. 楼宇中央空调自控系统的研究[D]. 武汉:湖北工业大学,2009

[5] 陈文凭. 中央空调水系统优化设计与运行研究[D]. 长沙:湖南大学,2008

[6] 孟华,龙惟定,王盛卫. 适于系统仿真的冷却塔模型及其实验验证[J]. 暖通空调,2004,34(7):1-5

[7] 中国建筑科学研究院,中国建筑业协会建筑节能专业委员会. GB 50189—2005 公共建筑节能设计标准[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2005

[8] 清华大学,中国标准化研究院,西北建筑设计院,等. GB/T 17981—2007 空气调节系统经济运行[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2007

[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] 田旭东,刘华,张治平,等. 高温离心式冷水机组及其特性研究[J]. 流体机械,2009,37(10):53-56

[11] 田旭东,史敏,周建诚,等. 温湿度独立控制空调系统中冷水设计温差的选取探讨[J]. 流体机械,2008,36(12):75-78

Energy and Buildings, 2000, 31(1):75-88

[8] 张素宁,田胜元. 建筑能耗分析用逐日气象数学模型的建立[J]. 暖通空调,2000,30(3):64-66

[9] 郭卉,李越铭,陈秀芬,等. 全年干球温度简化分布模型及其应用[J]. 制冷空调与电力机械,2004,25(2):16-20

[10] 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

[11] 中国有色工程设计研究总院. GB 50019—2003 采暖通风与空调设计规范[S]. 北京:中国计划出版社,2003