

基于溶液调湿处理新风的温湿度独立控制系统与常规空调系统设计能耗的比较分析*

中国建筑设计研究院 潘云钢[☆]

摘要 以北京地区的典型办公建筑为例,对比分析了设计条件下温湿度独立控制系统和常规空调系统的综合能效。结果表明,在设计条件下前者比后者具有3%~14%左右的节能潜力。

关键词 溶液调湿新风机组 温湿度独立控制系统 设计工况能耗

Comparison of energy consumption in design conditions between THIC system and conventional air conditioning systems

By Pan Yungang[★]

Abstract Taking a typical office building in Beijing as an example, compares and analyses the energy consumptions of the two systems under the same conditions of design. The result shows that THIC system can save energy approximately by 3% to 14% than conventional air conditioning system.

Keywords fresh air handling unit with liquid desiccant, temperature and humidity independent control system, energy consumption in design condition

[★] China Architecture Design Group, Beijing, China

①

0 引言

国家“十一五”科技支撑计划重大项目“建筑节能关键技术与示范”课题“降低大型公共建筑空调系统能耗的关键技术与示范”,经过5年的研究,已经通过了相关部门组织的验收。在这一课题中,主要的研究内容为“温湿度独立控制系统”(以下简称 THIC 系统)。除理论研究与应用研究外,课题组还研发了与系统配套的相关产品,如高温离心式与螺杆式冷水机组、干工况风机盘管以及溶液调湿式新风空气处理机组,等等,这些设备已经形成了产业化生产。同时,课题组还编制了《温湿度独立控制系统设计指南》。

THIC 系统从原理上说,其关键点就是空调房间的温、湿度分别控制(即采用不同的方式来分别保障室内的温度和湿度要求),因此作为一种方法

和措施,其原理适用于所有空调系统的情况。其优点是:在不需要再热的情况下能够满足房间全年温湿度控制参数的需求,尤其对于我国一些过渡季节潮湿的地区(如江浙一带)来说更具有明显的优势。同时,由于热、湿分开处理,从理论上说可使得设备与系统的能效比常规系统有所提高,因而具有节能减排的重要意义。

在 THIC 系统中,对于空气湿度的处理有多种方式:冷却除湿、转轮除湿以及溶液除湿等等,在满足建筑与空调房间全年使用参数的基础上,这些技术都是可以采用的。从目前课题组的研究和分析来看,溶液调湿方式对空气热湿处理要求具有较

①[☆] 潘云钢,男,1962年8月生,大学,教授级高级工程师,副总工程师

100044 北京市西城区车公庄大街19号

(010) 68343882

E-mail:panyg@cadg.cn

收稿日期:2011-03-30

* 国家“十一五”科技支撑计划重大项目(编号:2006BAJ01A08)

大的适应能力,因为它可以将空气直接处理到所需要的送风状态点(由于篇幅原因,本文对此不作更多的论述),无疑是较好的方式之一。因此,课题组也将溶液调湿新风机组作为关键设备进行了研发,并实现了产品的产业化。

尽管 THIC 系统具有上述优点,但在其推广过程中发现,一些设计人员对 THIC 系统的能耗存在不同的看法或者疑虑。疑惑的主要问题是,由于干工况风机盘管的输送效能比(单位耗功率所输送的冷量)远低于常规系统,采用溶液调湿新风机组的耗电量也远远大于常规系统中的新风机组,THIC 系统与目前的常规系统相比是否真的具有节能优势?本文力图从以下几个方面来分析这一问题。

从空调设计师的角度来看,首先关注的是在设计状态下的系统能效问题;其次,更需要关注的是系统的全年运行能效。本文的重点放在前一个问题上,这也是目前国内空调设计师所广泛关注的。至于系统的全年能耗,由于篇幅原因、系统构成和运行模式的不同以及笔者本身的能力所限,本文不涉及。

1 比较分析的基础资料和条件

本文以北京地区的办公建筑作为比较的基础,其相关详细资料参见文献[1]。

1.1 空调设计冷负荷指标

根据文献[1],北京地区办公建筑在符合 GB 50189—2005《公共建筑节能设计标准》^[2](以下简称《公建标准》)热工条件下,当办公人员密度为 8 人/m²(办公面积)时,其夏季空调设计冷负荷指标见表 1。

表 1 空调设计冷负荷指标 W/m²(建筑面积)

冷负荷指标	备注
最小 72	在《公建标准》规定的最优热工情况下的计算值
最大 135	在《公建标准》规定的最差热工情况下的计算值

注:1) 最优热工情况指窗墙面积比 0.2, 外窗传热系数 3.5 W/(m²·K), 各朝向遮阳系数 S_c=0.86;

2) 最差热工情况指办公室全部为西向, 窗墙面积比 0.7, 外窗传热系数 2.0 W/(m²·K), 遮阳系数 S_c=0.5。

1.2 办公建筑的排风量

对于办公建筑而言,根据对多个工程设计的总结,在办公人员密度为 8 人/m²(办公面积)条件下,扣除保持正压所需求的风量外,计算得到的保持建筑空气流量平衡所需要的排风量 L_p 与新风量 L_x 的比值的平均值见表 2。

表 2 L_p/L_x

L _p /L _x	设计人均新风量/(m ³ /(人·h))						
	20	25	30	35	40	45	50
	0.61	0.69	0.74	0.78	0.81	0.83	0.84

从表 2 可以看出,在本文的条件下,L_p/L_x 为 0.74。

1.3 空调系统的形式与设备性能资料

本文比较分析过程中,以风机盘管加新风系统为基准。主要涉及到的设备有:冷水机组、水泵、冷却塔、新风机组(常规系统为冷却处理、THIC 系统为溶液调湿)、末端风机盘管等。为了使得结果更具有公平性,本文依据《公建标准》进行比较和分析,而不涉及实际的系统运行模式和控制模式。

具体方法是:对于水泵的输送能耗,按照 ER(输送能效)的限值(空调冷水管道为 0.024 1)计算;对于空调系统和通风系统,按照相应风系统的 W_s(风机的单位风量耗功率)来计算。考虑到溶液调湿机组本身带有热回收装置(效率 55%),因此计算常规系统时,为了使得对比分析的标准统一,也设置了热回收设备,其标准回收效率为 60%(L_p/L_x=0.74 时,计算的热回收效率为 50%左右),因此按送风机和排风机都增加大约 100 Pa 的风机压力来计算;同时,在计算过程中,送、排风机的机外余压要求是相同的。

为了使得比较更具有广泛的意义,消除不同规格产品的性能差异所产生的影响,在分析过程中,将常规系统的风机盘管、冷却塔(冷却塔在 THIC 系统中也将用到)和课题组为 THIC 系统所研发的不同规格设备的性能系数的算术平均值作为该设备分析比较用的标准性能系数。各设备的性能系数(输送冷量与耗电之比)计算结果见表 3~7。

在 THIC 系统中,溶液调湿新风机组的运行需要一定的排风,而排风量对新风机组的性能系数有较大的影响。因此在计算该机组的性能时,这一点是需要考虑的。当 L_p/L_x=0.74 时,根据机组的变工况性能,可以得到在本文所讨论的条件下的性能修正系数为 0.92。根据该机组的说明,其额定送风温度为 20℃,因此,溶液调湿新风机组还承担了室内的部分显热负荷。

需要说明的是,在计算性能系数时,对于风机盘管和冷却塔,依据设备的装机容量来计算;对于其他设备,则按照其输入的轴功率来计算。

表3 常规风机盘管和干工况风机盘管性能比较

		规格						平均性能系数
		34	51	68	85	102	136	
常规系统机组	标准冷量/W	1 800	2 700	3 600	4 500	5 400	7 200	
	实际冷量/W	1 728	2 592	3 456	4 320	5 184	6 912	
	电功率/W	37	52	62	76	96	134	
	性能系数	46.7	49.8	55.7	56.8	54	51.6	52.5
干工况机组	冷量/W	782	1 173	1 564	1 870	2 142	2 856	
	电功率/W	35	51	61	76	96	134	
	性能系数	22.3	23	25.6	24.6	22.3	21.3	23.2

注:表中常规风机盘管的标准冷量和电功率来自文献[3],实际冷量按照空气干球温度 26℃、相对湿度 55%的工况进行了修正,修正系数为 0.96。

表4 冷却塔性能(横流塔)

	水量/(m³/h)							
	50	65	80	100	125	150	175	200
排热量/kW	290.7	377.9	465.1	581.4	726.7	872.0	1 017.4	1 162.8
电功率/kW	1.5	1.5	3.7	3.7	5.5	5.5	7.5	7.5
性能系数	194	252	126	157	132	159	136	155

	水量/(m³/h)							
	250	300	350	400	500	600	700	800
排热量/kW	1 453.5	1 744.2	2 034.9	2 325.6	2 907.0	3 488.4	4 069.8	4 651.2
电功率/kW	11	11	15	16.5	22	22	30	37
性能系数	132	159	136	141	132	159	136	126
平均性能系数	151.8							

注:表中参数来源于相关企业的产品样本。

表5 溶液调湿机组性能

	机组规格									
	HVF-03	HVF-04	HVF-05	HVF-06	HVF-08	HVF-10	HVF-12	HVF-15	HVF-20	HVF-25
制冷量/kW	59	79	98	118	158	197	235	295	394	490
电功率/kW	11.40	15.03	19.72	22.34	30.25	38.75	44.25	60.30	77.49	88.49
性能系数	5.18	5.26	4.97	5.28	5.22	5.08	5.31	4.89	5.08	5.54
性能系数计算平均值	5.18									
平均性能系数修正值	4.77									

注:1)表中参数源于产品样本和企业提供的相关资料;

2)表中平均性能系数根据计算平均值乘以修正系数 0.92 后得到。

表6 干工况螺杆机组性能

	规格					
	450	610	810	900	1 250	1 600
制冷量/kW	448	605	814	896	1 253	1 600
电功率/kW	66	92	116	132	178	226
性能系数	6.8	6.6	7.0	6.8	7.0	7.1
平均性能系数	6.88					

注:表中参数源于产品样本和企业提供的相关资料;冷水进出口温度为 16℃/21℃。

表7 干工况离心机组性能

制冷量/kW	1 000	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000	2 200
电功率/kW	128	151	175	199	220	243	264
性能系数	7.8	7.9	8.0	8.0	8.2	8.2	8.3
制冷量/kW	2 400	2 600	2 800	3 000	3 200	3 400	3 600
电功率/kW	286	307	329	357	377	398	425
性能系数	8.4	8.5	8.5	8.4	8.5	8.5	8.5
制冷量/kW	3 800	4 000	4 400	4 800	5 200		
电功率/kW	447	466	512	557	599		
性能系数	8.5	8.6	8.6	8.6	8.7		
平均性能系数	8.36						

注:表中参数源于产品样本和企业提供的相关资料。冷水供回水温度为 16℃/21℃。

对于常规系统中的冷水机组,选取以下 3 种性能系数进行比较:

1) COP=5.6,对应冷水机组能效分级中的节

能级产品;

2) COP=5.1,对应冷水机组能效分级中离心机组的市场准入级产品;

3) COP=4.6,对应冷水机组能效分级中螺杆机组的市场准入级产品。

1.4 不同系统中的冷负荷分类

根据上述设定的条件,对表 1 中的冷负荷指标进一步计算并分析冷负荷的组成,结合常规系统和 THIC 系统的设计理念,可以将表 1 中的冷负荷进行分项归类,如表 8 所示。

表8 冷负荷分类

		W/m²	
		最小冷负荷 指标情况	最大冷负荷 指标情况
常规系统	新风热回收冷量	10.71	10.71
	新风机组承担冷负荷	10.71	10.71
	室内末端承担冷负荷	50.58	113.58
	冷水机组装机冷量	61.29	124.29
THIC 系统	新风机组 承担冷负荷	4.82	4.82
	新风机组承担室内显热冷负荷	5.89	5.89
	新风机组承担室内潜热冷负荷	21.42	21.42
	新风机组承担新风冷负荷	32.13	32.13
	新风机组合计	39.87	102.87
	室内末端承担冷负荷	39.87	102.87
	冷水机组装机冷量	39.87	102.87

2 计算结果

在设计状态下,根据上述参数和分析结果,得到单位建筑面积各种系统的电耗,见表9,10。

表9 最小设计冷负荷(72 W/m²)情况下的能耗计算结果

	常规系统			THIC系统		
	机组	机组	机组	离心机	螺杆机	
	COP=5.6	COP=5.1	COP=4.6			
末端/(W/m ²)	0.96	0.96	0.96	1.72	1.72	
冷源/(W/m ²)	14.17	15.27	16.61	6.81	7.85	
新风/(W/m ²)	1.60	1.60	1.60	7.83	7.83	
冷却塔/(W/m ²)	0.48	0.48	0.49	0.29	0.30	
能耗合计/(W/m ²)	17.21	18.31	19.66	16.65	17.70	
系统性能系数	4.18	3.93	3.66	4.32	4.07	
各部分权	末端	5.58	5.24	4.88	10.33	9.71
重/%	冷源	82.33	83.40	84.49	40.90	44.35
	新风	9.30	8.74	8.14	47.03	44.24
	冷却塔	2.79	2.62	2.49	1.74	1.70

表10 最大设计冷负荷(135 W/m²)情况下的能耗计算结果

	常规系统			THIC系统		
	机组	机组	机组	离心机	螺杆机	
	COP=5.6	COP=5.1	COP=4.6			
末端/(W/m ²)	2.17	2.17	2.17	4.64	4.64	
冷源/(W/m ²)	28.71	30.95	33.66	17.56	20.27	
新风/(W/m ²)	1.60	1.60	1.60	7.83	7.83	
冷却塔/(W/m ²)	0.97	0.98	1.00	0.76	0.78	
能耗合计/(W/m ²)	33.45	35.70	38.43	30.79	33.52	
系统性能系数	4.04	3.78	3.51	4.38	4.03	
各部分权	末端	6.49	6.08	5.65	15.08	13.84
重/%	冷源	85.83	86.69	87.59	57.03	60.47
	新风	4.78	4.48	4.16	21.32	19.57
	冷却塔	2.90	2.75	2.60	2.47	2.32

3 分析与结论

3.1 节能率分析

节能率通常是针对全年能耗来说的。如前所述,本文并不讨论全年能耗的问题,因此这里提到的节能率只是为了表述方便而“借用”,它特指的是设计状态下的能耗(电耗)比较和节省能量的情况。

为了使得比较分析具有较为合理的意义,在这里讨论3种对比情况:采用离心式机组的THIC系统分别与采用冷水机组COP=5.6和COP=5.1的常规系统进行比较(因为这三者都可以采用离心式冷水机组),以及采用螺杆式机组的THIC系统与采用螺杆式冷水机组COP=4.6的常规系统进行比较。3种情况下,THIC系统的节能率对比见表11。

表11 节能率对比 %

	节能率	
	最小冷负荷 指标情况	最大冷负荷 指标情况
	THIC(离心机)与常规系统(COP=5.6)相比	3.2
THIC(离心机)与常规系统(COP=5.1)相比	9.1	13.7
THIC(螺杆机)与常规系统(COP=4.6)相比	9.9	12.8

注:节能率=(常规系统能耗-THIC系统能耗)/常规系统能耗。

3.2 性能特点分析

1) 计算结果表明,随着建筑冷负荷指标的增加,THIC系统的节能率提高较大,但常规系统中机组的COP越大,节能率越小。因此,对于设计冷负荷较大(采用离心机组)且建筑热工性能较差的建筑,THIC系统越能体现出节能的优点。当然,这里并不是提倡降低热工性能,然后通过采用THIC系统来弥补其不足。任何情况下,良好的建筑热工都是值得鼓励和提倡的。

2) 从表9,10可以看出,与常规系统相比,THIC系统的节能主要体现在冷水机组高温工况下运行时性能的提高,使得冷源总体性能系数提高。

3) 本文计算的节能率是基于《公建标准》设计状态下不同系统的能耗对比情况。从表11中可以看出,在设计符合《公建标准》的情况下,THIC系统的效能优于常规系统。这里特别要指出的是,本文针对的只是合理设计的情况。从表9,10中也可以看出,合理设计的常规系统,其设计状态下的性能系数能达到3.5~4.2,即使扣除建筑内其他所需的通风空调设备(例如厨房、车库等的通风以及一些局部分体空调),满足《公建标准》的建筑空调系统设计性能系数也能达到3.3~4.0左右。

4) 笔者曾经对常规系统的夏季制冷综合平均性能系数进行过理论分析,大约在2.7~3.0之间。但清华大学等单位对实际工程的实测情况表明,目前大多数建筑空调系统的实际运行情况并不理想,整个制冷季节的综合平均性能系数只有2.0左右。这一方面说明设计水平还需要进一步提升,另一方面也说明应加强运行管理。对于THIC系统而言,显然夏季制冷的综合平均性能系数也将低于设计状态下的计算值。

5) 尽管当常规系统在机组COP较高时,THIC系统与常规系统在设计工况下的能耗基本上接近(例如当常规系统机组的COP=5.8时,两者相等),但是由于THIC系统采用高温水的特点,对于全年来说,使得它可利用高温冷源的全年运行时间远远多于常规系统。例如:在同样的地点,冬季或过渡季均利用冷却塔供空调冷水,对于THIC系统来说,只要室外空气的湿球温度不大于12℃左右就能实现;而对于常规系统来说,则需要

(下转第46页)

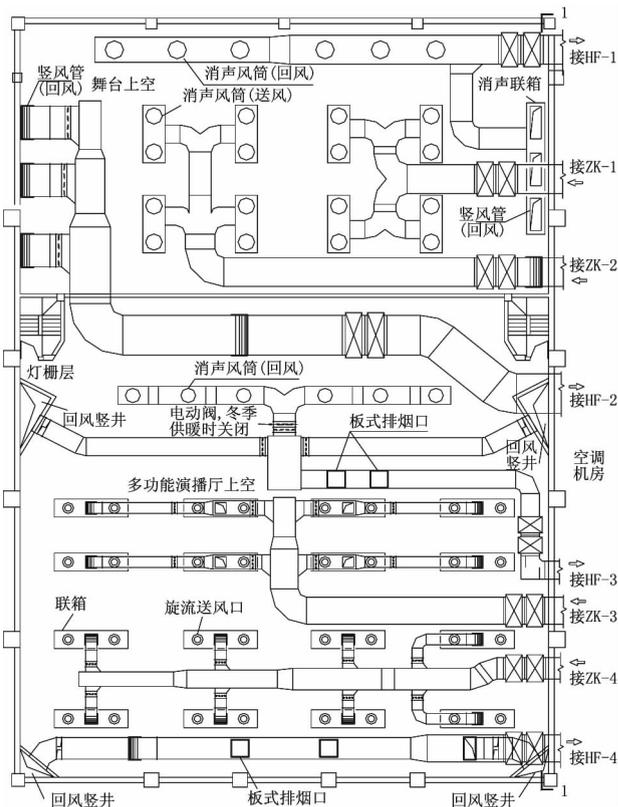


图2 演播室空调平面

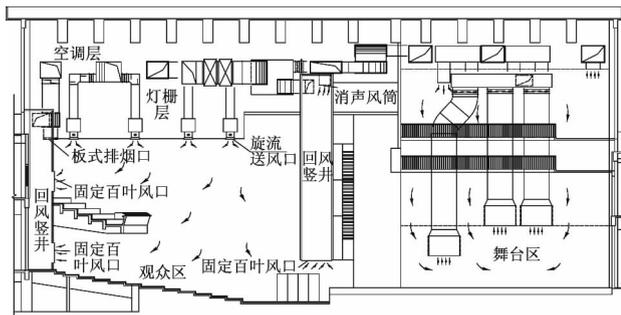


图3 演播室空调剖面

调专业设计人员将传统的演播室设计进行整合和调整。特别是室内空间的气流组织要合理,否则容易造成冬季不热;演播室舞台区的空调消声也要做好,送、回风口的风速不能取得太大;此外,还要针对不同的冷热负荷分布状况,将舞台区与观众区的空调系统及气流组织区别对待。希望同行对这种建筑的空调设计进行探讨,以期用最小的代价达到最好的空调效果。

参考文献:

- [1] 李惠风,王鸿章.影剧院空调设计[M].北京:中国建筑工业出版社,1991

(上接第8页)

室外空气的湿球温度不高于 3°C 左右才能实现,显然,前者所减少的冷水机组运行时间比后者多得多。因此总体来看,THIC系统全年的节能率显然高于本文分析的在设计状态下约为 $3\%\sim 14\%$ 的节能率。

4 结论

4.1 THIC系统的提出,是以满足空调房间全年运行需求和节能为出发点的,从原理上看,它基本上适合于目前的所有空调系统。

4.2 提高THIC系统全年性能系数的关键在于对低位能源和天然冷源的充分利用,这与系统全年的运行模式密切相关。设计时应充分考虑系统全年的运行工况、合理的搭配和构成,并采用最优的运行模式。

4.3 对于一些全年温湿度及其允许波动范围要求不高的空调对象来说,采用冷却除湿的常规方式,具有系统简单、设计人员容易掌握的优点。这里强调THIC系统设计应考虑全年运行模式,常规系统设计时同样也应该重视这个问题。尽管目前有

许多设计人员设计时已经将系统全年运行的思想融入了项目之中,也取得了非常好的效益,但就暖通空调设计的全行业来看,还需要做出更多的努力。

笔者撰写本文的目的,并不是为了否定常规空调系统的合理应用,THIC系统本身也采用了一些常规的技术措施。课题的研究是为了提供形式更多、适应性更广的系统模式和探讨更好的节能途径。在任何情况下,因地制宜都是最重要的。

参考文献:

- [1] 潘云钢.对北京地区办公建筑设计冷负荷与耗冷量的分析[J].暖通空调,2006,36(1):35-42
- [2] 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
- [3] 中国建筑科学研究院空气调节研究所.GB/T 19232—2003 风机盘管机组[S].北京:中国标准出版社,2003