

摘 要

本设计为武汉某院门诊楼空调系统设计，拟为之设计合理的中央空调系统，为室内人员提供舒适的工作环境。

系统主要采用风机盘管承担空调房间的冷负荷与热负荷，每个房间的吊顶内安置一到二个风机盘管。新风则由新风机组处理后通过独立的新风管道先送入风机盘管，再与回风混合一起送入房间。新风机组吊顶安装，每一层楼安装一台新风机组负担该层所有空调房间的新风负荷。该空调系统的优点是占用建筑面积少，可集中供冷和供热；同时各末端装置有独立的开关和调节功能，各房间的温度可独自调节与控制，并且防止了空气的交叉感染。空调水系统采用闭式系统，因为它除了不易污染，节省初投资外，还具有很大的节能效果。

本次设计的建筑对象位于武汉市，该建筑的楼层结构为地上八层，总建筑面积约为 6500 m^2 ，其中设计空调面积 4500 m^2 ，空调总冷负荷为 660 kw ，单位面积冷指标为 146 W ，单位面积热指标为 110 W 。

本设计内容包括：空调冷热负荷计算；空调系统的确定及论证；送风状态参数及送风量的确定；空气处理设备的选型；冷热源的选择及设备选型；气流组织计算；水力计算；其他设备的选择；保温与防腐以及减振和消声等内容。

关键字：空调系统； 风机盘管加新风系统； 性能比较； 末端设备

ABSTRACT

This air-conditioning systems design for the Wuhan Tumor Hospital out-patient floor design it to be a reasonable central air-conditioning system for indoor staff provide a comfortable working environment.

Fan-coil system is mainly used air-conditioned rooms bear the cooling load and the heat load, the ceiling of each room placement within 1-2 fan-coils. The new wind of fresh air through independent channels into the first fan-coil, and then mixed together with return air into the room. New wind generating units installed on ceiling, each floor to install a new air unit of the burden of all air-conditioned rooms in the new wind load. The air-conditioning system has the advantage of occupying less floor space, cooling and heating can be concentrated at the same time, the terminal device and a separate regulatory function switch, the room temperature alone can regulate and control, and prevent cross-infection of the air. Air-conditioning system uses closed-water systems, not because it apart from pollution, save initial investment, but also has great energy-saving effect.

The design of the building object is located in Wuhan City, basement floor eight layers with a total construction area of about 6500, the total air-conditioning cooling load for the 660KW, per unit area of cold indicators 146W, unit area heat index of 110W.

The design elements include: hot and cold air-conditioning load calculation; air-conditioning system and the determination of proof; air supply and air supply parameters of the determination; selection of air-handling equipment; cold and heat source of choice and selection of equipment; airflow calculated; hydraulic calculation; other equipment of choice; thermal insulation and anti-corrosion and vibration and noise reduction, and other content.

KEYWORDS: air-conditioning systems; fan coil and a new air system; performance comparison; Terminal equipment

目 录

前 言	1
1 原始资料	3
1.1 工程概况	3
1.2 气象资料	3
2 负荷计算	3
2.1 冷负荷的计算	3
2.1.1 冷负荷的计算方法	4
2.1.2 空调冷负荷计算	4
2.2 湿负荷计算	8
2.3 热负荷计算	8
2.4 各房间负荷的计算	9
2.4.1 101 房间冷负荷计算	9
2.4.2 102 房间热负荷的计算	11
2.4.3 102 房间湿负荷的计算	12
3 空调系统的确定及论证	13
3.1 空调系统的确定	13
3.1.1 空调系统的分类	13
3.1.2 空调水系统的分类	13

3.2 本次设计的方案.....	16
3.2.1 风机盘管加新风系统.....	16
3.3 方案比较论证.....	16
3.3.1 风机盘管加新风与空气-水诱导器系统的比较.....	16
3.3.2 风机盘管与新风连接方式的比较.....	17
3.4 结论.....	18
4 送风状态参数及送风量的确定.....	18
4.1 新风量规定.....	18
4.2 风机盘管系统风量的计算.....	19
4.2.1 风机盘管的夏季处理过程.....	19
4.2.2 风机盘管的冬季处理过程。.....	20
5 空气处理设备的选型.....	21
5.1 风机盘管的选型.....	21
5.1.1 新风机组的选型.....	26
6 冷热源的选择及设备选型.....	28
6.1 冷热源的选择.....	28
6.1.1 冷源.....	28
6.2 机组选型.....	29
7 气流组织计算.....	30

7.1 气流组织方案论证.....	30
7.1.1 风口形式的确定.....	31
7.1.2 气流组织形式的确定.....	31
7.2 气流组织计算.....	33
7.2.1 风机盘管侧送风.....	33
7.2.2 回风口的选择计算.....	34
8 管道布置及水力计算.....	35
8.1 空调水系统水力计算.....	35
8.1.1 水管管径的确定.....	36
8.1.2 阻力的确定.....	36
8.2 计算步骤如下.....	38
8.2.1 水系统的水力计算.....	39
8.3 风管的水力计算.....	44
8.3.1 风管系统.....	44
8.3.2 风管水利计算的内容.....	44
8.3.3 计算方法.....	45
8.4 风管的水利计算.....	45
8.5 冷凝水管设计.....	49
8.6 排风系统设计.....	50
9 其他设备的选择.....	51

9.1 水泵的选择.....	51
9.1.1 选择原则.....	51
9.1.2 循环水泵的选择.....	51
9.2 膨胀水箱的选择.....	52
9.2.1 膨胀水箱水量的计算.....	52
9.2.2 膨胀水箱的选型.....	53
9.3 系统的补水.....	53
10 保温与防腐.....	54
10.1 保温.....	54
10.2 防 腐.....	54
10.3 减振和消声.....	55
10.3.1 减振.....	55
10.3.2 消声.....	56
10.4 结 论.....	57
附 录 1.....	60
附 录 2.....	62
致 谢.....	95

前 言

建筑是人们生活和生产的场所。现代人类大约有五分之四的时间在建筑物中度过。人们已逐渐认识到，建筑环境对人体的寿命、工作效率、产品质量起着极为重要的作用。随着国民经济的快速发展和人们生活水平的不断提高，人们对室内空气品质 and 环境的舒适性、健康性要求越来越高。近些年来，暖通空调系统在国民经济总能耗中所占份额越来越大，建筑节能及建筑设备优化设计的重要性也越来越受到社会各界的关注。同时，我国暖通空调学术界和工程界在空调系统的节能方面做了大量的研究工作。对于我们这些即将毕业的设计人员来说，通过我做的这个毕业设计来检验自己所学的理论知识，非常必要。空调设计方案不仅关系到建筑的室内环境参数能否满足使用要求，而且直接关系到建筑的工程投资、运行能耗和费用、系统安全性、调节性能、操作方便性、维护费用、环境影响、人员舒适性、机房面积、建筑美观性等诸多指标参数。设计方案的问题往往是根本性的问题，造成的损失通常较大，并且修改困难，影响时间长。因此方案设计是我们工作中最重要的一个环节。

本次设计为武汉某医院门诊楼空调系统设计，课题类型为工程设计，课题来源为社会生产，是一个很好的检验本人运用所学的理论知识和已有经验解决工程实际问题的能力。在紧密联系专业理论的基础上，系统的介绍了空调系统工程设计的各环节，阐明了空调系统的设计方法和基本原理，反映了近年来暖通空调领域的新发展和新技术。

本次设计的空调方案为：风机盘管加新风系统。主要考虑如下：（1）医

院空调的目的不仅是提供和医疗需要的冷热环境，更重要的是对交叉感染、污染源排放进行控制。（2）医院的主要功能是提供治疗病人的场所，病人是弱式群体，对空气环境要求高，而且是昼夜连续使用，因此，这次设计必须以人为本，将满足人的舒适性放在首位。对于室内热湿环境，噪声控制，空气质量等方面要有比公共建筑更高的要求。（3）风机盘管加新风系统满足房间要求的隔离性（各室回风不串通）、灵活性（随时开关）、可调性（病人可自行调节）和安全性（运行安全可靠相适应）。整个系统合理利用资源，节省了能量，符合国家提倡的节能精神。（4）在对设备选型时尽量做到满足设计要求下达到最经济的前期投资和最少的后期运行费用。

1 原始资料

1.1 工程概况

本次设计对武汉龙头玛丽医院门诊楼进行空调系统设计。主要任务是对该医院的门诊科室、大厅、病房等进行暖通空调的系统设计，使之达到各自的空调设计要求。

1.2 气象资料

武汉市室外气象参数如下：

地理位置：北纬 31，东经 114°13′；

大气压力：夏季 100.17kPa，冬季 102.33kPa；

室外空调计算温度：夏季室外干球计算温度 35.2℃，冬季采暖计算温度：-2℃，夏季室外计算湿球温度：28.2℃；

室外平均风速：夏季 2.6m/s，冬季 4.2m/s；

在本次设计中对所有房间夏季室内设计温度取 26℃，冬季室内设计温度取 20℃，相对湿度冬夏季均取 60%。

2 负荷计算

为了保持建筑物的热湿环境，在某一时刻需向房间供应的冷量称为冷负荷；相反，为补偿房间失热需向房间供应的热量称为热负荷；为维持房间相对湿度恒定需从房间除去的湿量称为湿负荷。热负荷、冷负荷、湿负荷的计算以室外气象参数和室内要求保持的空气参数为依据。

2.1 冷负荷的计算

2.1.1 冷负荷的计算方法

空调冷负荷的计算方法很多，如谐波反应法、反应系数法和冷负荷系数法等。目前，我国常采用冷负荷系数法和谐波反应法的简化计算方法计算空调冷负荷。在本设计中采用冷负荷系数法计算建筑维护结构的冷负荷。

冷负荷系数法是在传递函数的基础上为便于在工程中进行手算而建立起来的一种简化算法。通过冷负荷温度与冷负荷系数直接从各种扰量值求得各分项逐时冷负荷。

2.1.2 空调冷负荷计算

(1) 外墙和屋面瞬变传热引起的冷负荷

在日射和室外气温综合作用下，外墙和屋面瞬变传热引起的逐时冷负荷可按下式计算：

$$Q_c(\tau) = AK(t_c(\tau) - t_n) \quad (2-1)$$

式中，

$Q_c(\tau)$ —— 外墙和屋面瞬变传热引起的逐时冷负荷，W；

A —— 外墙和屋面的面积， m^2 ；

K —— 外墙和屋面的传热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ；

t_n —— 室内计算温度， $^\circ C$ ；

$t_c(\tau)$ —— 外墙和屋面冷负荷计算温度的逐时值， $^\circ C$ ；由文献 1 的附录 2-4 和附录 2-5 查取；

需要指出的是：

附录 2-4 和附录 2-5 种给出的各围护结构的冷负荷温度值都是以北京地区气象参数为依据计算出来的。因此，对于不同设计地点，对应 $t_c(\tau)$ 值进行修正，即应为 $t_c(\tau) + t_d$ 。其地点修正值 t_d 可由文献 1 的附录 2-6 查取。

当内表面放热系数变化时，可不加修正。

(2) 内围护结构引起的冷负荷

内围护结构冷负荷，当邻室有一定的发热量时，通过空调房间隔墙、楼板、内窗、内门等内围护结构的温差传热而产生的冷负荷，可视为稳定传热，不随时间而变化，可按下式计算：

$$Q_c(\tau) = A_i K_i (t_{o.m} + \Delta t_a - t_R) \quad (2-2)$$

式中，

K_i ——内围护结构传热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ；

A_i ——内围护结构的面积， m^2 ；

$t_{o.m}$ ——夏季空调室外计算日平均温度， $^\circ C$ ；

Δt_a ——附加温升，可按文献 1 表 2-10 查取。

(3) 外玻璃窗瞬变传热引起的冷负荷

在室内外温差作用下，通过外玻璃窗瞬变传热引起的冷负荷可按下式计算：

$$Q_c(\tau) = K_w A_w (t_c(\tau) + t_d - t_R) \quad (2-3)$$

式中，

$Q_c(\tau)$ ——外玻璃窗瞬变传热引起的冷负荷， W ；

K_w —— 外玻璃窗传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

A_w —— 窗口面积, m^2 ;

$t_c(\tau)$ —— 外玻璃窗的冷负荷温度的逐时值 $^\circ C$, 由文献 1 表 2-10 查取。

需要指出的是:

a、对文献 1 附录 2-7、2-8 中的 k_w 值要根据窗框等情况不同加以修正, 修正值可从附录 2-9 中查取。

b、对文献 1 附录 2-10 中的值要进行地点修正, 修正值 t_d 可从附录 2-11 中查取。

(4) 透过玻璃窗的日射得热引起的冷负荷

$$Q_c(\tau) = C_a A_w C_s C_i D_j \cdot \max CLQ \quad (2-4)$$

式中,

C ——有效面积系数, 由文献 1 附录 2-15 查得;

A_w —— 窗口面积, m^2 ;

C_s —— 窗玻璃的遮阳系数, 由文献 1 附录 2-13 查得;

C_i —— 窗内遮阳设施的遮阳系数, 由文献 1 附录 2-14 查得;

$D_j \cdot \max$ ——日射得热因数, 由文献 1 附录 2-12 查得 35° 纬度带的日射得热因数;

CLQ —— 窗玻璃冷负荷系数, 无因次。

(5) 照明散热形成的冷负荷

荧光灯

$$Q_c = 1000 n_1 n_2 N \quad (2-5)$$

式中,

Q_c ——灯具散热形成的冷负荷, W;

N ——照明灯具所需功率, W;

n_1 ——镇流器消耗功率系数, 明装荧光灯 $n_1=1.2$;

n_2 ——灯罩隔热系数; $n_2=0.6$ 。

(6) 人体散热形成的冷负荷

a、人体显热散热形成的冷负荷

$$Q_{LQ} = q_s n \psi CLQ \quad (2-6)$$

式中,

q_s ——不同室温和劳动性质成年男子显热散热量, W, 可由文献 1 表 2-13

查取;

n ——室内全部人数;

ψ ——群集系数, 由文献 1 表 2-12 查得;

CLQ —— 窗玻璃冷负荷系数, 无因次。

b、人体潜热散热引起的冷负荷

$$Q_s = q_l n \psi \quad (2-7)$$

式中,

q_l —— 不同室温和劳动性质成年男子潜热散热量, W;

n, ψ ——同上。

2.2 湿负荷计算

人体散湿量可按式计算：

$$m_w = 0.278 n \psi g \times 10^{-6} \quad (2-8)$$

式中：

m_w ——人体散湿量，kg/s；

g ——成年男子的小时散湿量，g/h，由参考文献 1 表 2-13 查取；

n ——室内全部人数；

ψ ——群集系数。

2.3 热负荷计算

冬季采暖热负荷包括两项：基本传热量和附加耗热量，即围护结构的基本耗热量和加热由门窗缝隙渗入室内的冷空气耗热量。

建筑围护结构的基本传热量

建筑围护结构的基本传热量，按稳定传热方法进行计算。建筑围护结构包括有：墙、门、窗、屋面和地面等。计算公式如下：

$$Q_J = K F_w (t_n - t_w) \cdot \alpha \quad (2-9)$$

式中，

Q_J ——建筑围护结构的基本传热量，W；

F_w ——围护结构的计算面积， m^2 ；

K ——围护结构的传热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ；

t_n ——室内空气计算温度， $^\circ C$ ；

t_w ——室外供暖设计计算温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

α ——围护结构的温差修正系数，见文献 1 中表 2-4。

附加耗热量

a、朝向附加

围护结构的朝向不同，传热量不同，它考虑到不同朝向太阳辐射热等因素的影响。因此，在计算建筑热负荷时，应对不同朝向建筑的围护结构的传热量进行修正，即在围护结构的基本传热量的基础上乘以朝向修正率，即为朝向的附加耗热量。不同朝向的维护结构的修正率见表 2-1。

朝向	修正率
北、东北、西北朝向	0
东、西朝向	-5%
东南、西南朝向	-10%~-15%
北、东北、西北朝向	-15%~-25%

b、高度附加

对于房间层高较高的房间，室内空气温度将形成温度梯度，即上部气温高，下部气温低的现象。当房间高度大于 4m 时，每增 1m 时，包括各项附加耗热量在内的房间耗热量增加 2%，但总的附加值不超过 15%。

2.4 各房间负荷的计算

现在以 101 房间为例详细说明各负荷计算过程。

2.4.1 101 房间冷负荷计算

在本次设计中，由于房间一直处于微正压状态，所以不考虑冷风渗透引起的冷负荷，有相临的非空调房间时，需要的进行内围护结构冷负荷计算。

由于房间层高均没有大于 4.5 米，所以在设计中不考虑房间的高度附加引起的修正。

由文献 1 附录 2-5 查得冷负荷计算温度逐时值，然后按相关各式算出各围护结构逐时冷负荷，计算结果列于下表：

101 冷负荷计算表（部分）

时间	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00
面积(m ²)	157.5	157.5	157.5	157.5	157.5	157.5	157.5	157.5	157.5	157.5	157.5	157.5	157.5
夏季总冷负荷最大时刻(含新风/全热)(h)	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00
夏季室内冷负荷最大时刻(全热)(h)	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00	13:00
夏季总冷负荷(含新风/全热)(W)	24324	24466	24654	24872	24854	25115	25087	24974	24797	24721	24633	24490	24406
夏季室内冷负荷(全热)(W)	9911	10053	10240	10458	10441	10702	10673	10561	10384	10308	10220	10077	9993

夏季总湿负荷(含新风)(kg/h)	18.1 2	18.1 2	18.1 23	18.1 23	18. 12	18. 12	18. 12	18. 12	18. 12	18. 12	18.1 2	18.12 3	18.1 23
夏季室内湿负荷(kg/h)	4.41	4.41	4.41	4.41	4.4 1	4.4 1	4.4 1	4.4 1	4.4 1	4.4 1	4.41	4.41	4.41
夏季新风量(m ³)	1418	1418	1417 .5	1417 .5	141 8	141 8	141 8	141 8	141 8	141 8	1418	1417. 5	1417 .5
夏季新风冷负荷(W)	1441 4	1441 4	1441 4	1441 4	144 14	144 14	144 14	144 14	144 14	144 14	1441 4	14414	1441 4

2.4.2 102 房间热负荷的计算

在本次设计中利用稳态传热法进行热负荷计算。现以 102 房间为例计算。

103 房间为一面积为 42.86m² 的房间，它由两面外围护结构组成，分别为西外墙和南外墙。在本次设计中此房间取 3 人。其维护结构基本耗热量按公式 2-9 计算：

$$Q = KF(t_n - t_w) \quad (2-10)$$

式中，

K——维护结构的传热系数，W/(m²·℃)；

F——维护结构的面积，m²；

t_n——冬季室内计算温度，取 20℃；

t_w——冬季室外空气计算温度，取 -2℃；

——维护结构的温差修正系数，取决于非供暖房间或空间的保温性能

以及透气状况。已知条件：

a. 外墙传热系数 K=0.78W/(m²·K)；

按公式 $Q=KF(t_n-t_w)$ 计算结果如下：

102 房间热负荷计算表

房间编号		102	
围护结构	名称及方向	西外墙	南外墙
	面积	25.2	30.2
传热系数	K	0.78	0.78
室内计算温度	$t_{o.m}$	20	20
室外计算温度	t_a	-2	-2
室内外计算温差	$t_{o.m}-t_a$	22	22
温差修正系数	a	1	1
基本耗热量	Q(W)	432.43	518.23
耗热量修正	朝向修正率 (%)	-5	0
	修正值	0.95	1
	修正后的热量	410.808	518.23
房间热负荷 (W)	929.04		

102 房间总的热负荷： $Q=410.808+518.23=929.04W$ 。

2.4.3 102 房间湿负荷的计算

人体散湿量可按公式 2-8 计算：

$$m_w=0.278n_g \times 10^{-6}$$

$$=0.278 \times 4 \times 0.96 \times 184 \times 10^{-6}$$

$$=196 \times 10^{-6} \text{kg/s};$$

其它房间的冷负荷汇总表见附录 1。

3 空调系统的确定及论证

3.1 空调系统的确定

空气调节系统一般均由被调对象、空气处理设备、空气输送设备和空气分配设备所组成。空调系统的种类很多，在工程上应根据空调对象的性质和用途、热湿负荷特点、室内设计参数要求、可能为空调机房及风道提供的建筑面积和空间、初投资和运行费用等多方面的具体情况，经过分析和比较，选择合理的空调系统。

3.1.1 空调系统的分类

（1）根据空气处理设备的集中程度分类：

集中式空调系统、半集中式空调系统、分散式空调系统；

（2）根据负担室内热湿符合所用的介质不同分类：

全空气系统、全水系统、空气—水系统、冷剂系统；

（3）根据空调系统使用的空气来源分类：

直流式系统、封闭式系统、回风式系统。

3.1.2 空调水系统的分类

空调水系统主要包括冷冻水系统、冷却水系统、凝结水系统和热水系统。空调水系统区分为开式系统和闭式系统，两管制、三管制和四管制，同程式和异程式，上分式和下分式；按运行调节方法分定流量和变流量。

（1）开式系统和闭式系统

开式系统的回水集中进入建筑物底层或地下室的水池或蓄水池，再由水泵经加热或冷却后，输送至整个系统。开式水系统的管路与大气相通，所以循环水中含氧量高，容易腐蚀管路和设备，而且空气的污染物如尘土、杂物、细菌、可溶性气体等，容易进入水循环，使微生物大量繁殖，形成生物污泥，管路容易堵塞，并产生水击现象。和闭式系统相比，除要克服管路沿程摩擦阻力和局部阻力损失外，还必须克服系统静水压头，故水泵的压头较大，水泵的能耗大。所以，近年来除了开式的冷却塔和喷水室冷冻水系统外，已很少采用开式系统。

（2）同程式和异程式系统

在大型建筑物的水系统中，空调冷冻水系统的回水管布置方式分为同程式和异程式。同程式水系统中，各个机组（风机盘管或空调箱）环路的管路总长度基本相同，各管路的水阻力大致相同，故系统的水力稳定性好，流量分配均匀。

异程式回水方式的优点是管路配置简单、管材省。但由于各环路的管路总长度不相等，故各环路的阻力不平衡，从而导致了流量分配不均匀。如果在水管设计时，干管流速取小一些、阻力小一些，各并联支管上安装流量调节装置，增大并联支管的阻力，则会使水系统流量分配不均匀的现象得到改善。

通常，水系统立管或水平干管距离较长时，采用同程式布置。建筑层数较少，水系统较小时，可采用异程式布置，但所有支管上应装设流量调节阀

以平衡阻力。在开式水系统中，由于回水最终进入水箱，到达相同的大气压力，故不需要采用同程式布置。

（3）双管制、三管制和四管制系统

双管制系统冬季供应热水，夏季供应冷水都在同一管路系统中进行，优点是系统简单，初投资省。双管制系统的缺点是在全年空调的过渡季节，会出现朝阳房间需冷却而背阴房间需加热的情况，双管制系统就不能全部满足各房间的要求。当系统以同一水温供水时，房间会出现过冷或过热的现象。

三管制系统分别设置供冷、供热管路，冷热水管的回水管共用一根。这种系统能同时满足供冷供热的要求，适应负荷变化的能力强，可较好的满足全年温度调节，可任意调节房间温度。但由于冷热水同时进入回水管中，故有混合损失，运行效率低，冷热水环路互相连通，系统水力工况复杂，初投资比双管制系统高。

四管制系统有分开的冷、热水供回水管，这种系统和三管制系统一样，可以全年使用冷水和热水，调节灵活，可适应房间变化的各种情况，且克服了三管系统存在的回水管能量损失问题，运行操作简单，不需要转换。缺点是初投资高，管道占用空间大。

（4）定流量和变流量系统

定流量水系统是通过改变供回水温度来适应房间负荷的变化，系统中的水流量是不变的，故水泵耗电量不变。变流量水系统是通过改变水流量（供回水温度不变）来适应房间负荷的变化要求。故变水量系统负荷侧供水量是

随着负荷的减少而减少，水泵输送能量也随之减少。

3.2 本次设计的方案

3.2.1 风机盘管加新风系统

风机盘管加新风系统指新风经过处理，达到一定的参数要求，有组织地送风，室内回风经风机盘管处理后和新风一起送入室内。

这种系统具有各空气调节区可单独调节，比全空气系统节省空间，比分散设置的空气调节器和变风量系统造价低廉等优点。风机盘管加新风系统满足房间要求的隔离性（各室回风不串通）、灵活性（随时开关）、可调性（病人可自行调节）和安全性（运行安全可靠相适应）。整个系统合理利用资源，节省了能量，符合国家提倡的节能精神。

3.3 方案比较论证

3.3.1 风机盘管加新风与空气-水诱导器系统的比较

风机盘管加新风系统是空气-水系统的一种主要形式，也是目前我国民用建筑中采用最普遍的一种空调方式，它以投资少、使用灵活和节省空间等优点被广泛应用于各类建筑中。而空气-水诱导器系统则采用的不是很多，没有风机盘管加新风系统成熟，并且风机盘管加新风系统具有以下优点：

- （1）使用灵活，能进行局部区域的温度控制，且手段简单；
- （2）根据房间负荷调节运行方便，如果房间不使用时，可停止风机盘管运行，有利于全年节能管理；
- （3）风机盘管机组体积小，结构紧凑，布置灵活，节省空间；

所以，本设计大部分采用的的风机盘管加独立新风系统。

3.3.2 风机盘管与新风连接方式的比较

(1) 新风与风机盘管送风各自独立送入房间

这种方式的好处是新风与风机盘管的运行腹部干扰，即使风机盘管停止运行，新风量仍然保持不变。在实际工程设计中，这种方式对施工也较为简单，风管的连接方便；不利之处是室内至少有两个送风口，对室内吊顶装修产生一些影响。

(2) 新风与风机盘管送风混合

这种方式相对来说对室内的装修设计较为有利，只有统一的送风口。缺点是：

a、如果新风道的风压控制不好，与风机盘管会互相影响，因此要求计算更为准确一些，或在新风道上采取风量的调节措施；

b、 与新风与风机盘管送风各自独立送入房间相比，要求风机盘管的处理点更低一些。

(3) 新风送风与风机盘管回风相混合

与新风与风机盘管送风各自独立送入房间相比，夏季风机盘管的处理点不变，因此该方式的优点与其类似，缺点是：

a、由于总送风量即为风机盘管的送风量，因此该房间的换气次数略有减少。

b、同样需对新风的风压进行调控或计算精确。

c、当风机盘管停用时，新风量会减少，且有可能把回风口过滤网上已过滤的灰尘重新吹入室内。

d、风机盘管需配合回风箱对风机盘管的检修不利。

在本次设计中采用新风与风机盘管送风混合。这种系统在安装方面稍微复杂一些，但避免了其它送风方式的缺点。同时这种方式卫生条件好，工程设计中应优先考虑这种方式。

3.4 结论

通过上述比较，看出来本设计在方案上的合理性和优越性；同时也满足了这个医院建筑的需要，尽量满足提供清洁卫生的空气系统；使各个房间的舒适性和系统的节能性得到充分发挥。

4 送风状态参数及送风量的确定

4.1 新风量规定

一个完善的空调系统，除了满足对环境的温、湿度控制之外，还必须给环境提供足够的新鲜空气。从改善室内空气品质角度看，新风量多些好；但是送入室内的新风都得通过热、湿处理，将消耗能量，因此新风少些好。在系统设计时，一般必须确定最小新风量，此新风量通常应满足以下三个要求：

(1) 稀释人群本身和活动所产生的污染物，保证人群对空气品质的要求；(2) 补充室内燃烧所耗的空气和局部排风量；(3) 保证房间正压。在全空气系统中，通常根据上述要求，取计算出新风量中的最大值作为系统的最小新风量。如果计算所得的新风量不足系统送风量的 10%，则取系统送风量的 10%。

本次设计中主要考虑卫生标准计算新风量，四肢室，控制室，阅片室，胸片室等这个医院建筑房间人数并不太多，故依据设定的人数，按 $25\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ 的最小新风标准，计算新风量，最后根据新风比较核确定。另外，本设计所有房间采用 60% 的相对湿度标准。

4.2 风机盘管系统风量的计算

4.2.1 风机盘管的夏季处理过程

现以 103 阅存取片室房间为例计算空气处理方式风机盘管独立送风时的风量。冷负荷 $Q=1.72\text{kw}$ ，湿负荷 $W=42 \times 10^{-6} \text{ kg/s}$

$$(1) \text{ 热湿比 } \varepsilon = Q/W = 1.72 / (42 \times 10^{-6}) = 40952 \text{ kJ/kg}$$

(2) 确定送风状态点：如下图，在 $i-d$ 图上根据 $t_n=26^\circ\text{C}$ 及 $\phi_n=60\%$ 确定室内状态点 N ， $i_n=58\text{kJ/kg}$ ；干球温度 $t_d=35.2^\circ\text{C}$ 和湿球温度 $t_w=28.2^\circ\text{C}$ 确定室外状态点 W ， $i_w=99\text{kJ/kg}$ 。过 N 点作 $\varepsilon=40952$ 线与 $\phi=90\%$ 的曲线相交于 O 点，得 $t_o=19^\circ\text{C}$ ， $i_o=50 \text{ kJ/kg}$ 。

$$(3) \text{ 计算总送风量： } G = Q / (i_n - i_o) = 1.72 / (58 - 50) = 0.215 \text{ kg/s} \\ (643\text{m}^3/\text{h})。$$

$$(4) \text{ 风机盘管风量：按 10\% 取用新风量。应取新风量 } G_w = 0.022 \text{ kg/s}。 \\ (66 \text{ m}^3/\text{h})$$

$$\text{则风机盘管的风量 } G_f = G - G_w = 0.215 - 0.022 = 0.193 \text{ kg/s} (577\text{m}^3/\text{h})$$

(5) 风机盘管机组出口空气的焓 i_m ：

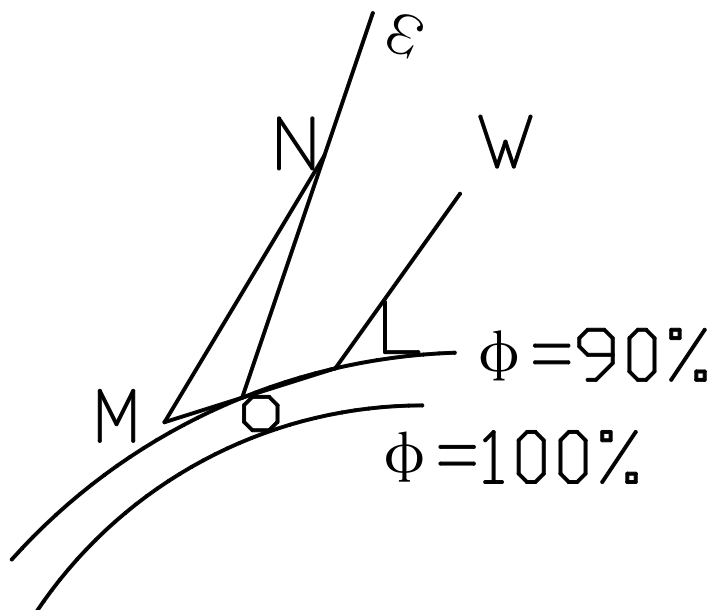
$$i_m = (G i_o - G_w i_l) / G_f = (0.215 \times 50 - 0.022 \times 58) / 0.193 = 49 \text{ kJ/kg}$$

连接 L, O 两点并延长与 i_m 相交于 M 点, 查的 $t_m=19^\circ\text{C}$.

(6) 计算冷量:

计算新风冷量: $Q=G_w(i_w - i_n)=0.022 \times (99-58)=0.86\text{kw}$

计算风盘冷量: $Q=G_f(i_n - i_m)=0.193 \times (58-49)=1.72 \text{ kw}$



风机盘管露点送风夏季工况在 h-d 上的表示

4.2.2 风机盘管的冬季处理过程。

由于是定风量系统, 冬季处理过程的送风量和夏季一样, 且新风比一样。

室外新风状态点 W_d 预热至和室内相同温度 W_1 点然后等温加湿至 O_1 点, 室内的回风在风机盘管等湿加热至 O_2 点然后处理回风。

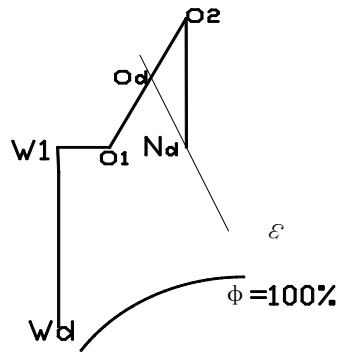


图 4-2-2 风机盘管露点送风系统冬季工况在 h-d 上的表示

(1) 由前面的计算可知，室内设计温度 20°C ，相对湿度 60%，由此可以在 h-d 图上查出 $h_n=42.6\text{ kJ/kg}$ ，室外温度 -2°C ，相对湿度 76%。

(2) 在 h-d 图上查出 $h_w=4\text{ kJ/kg}$ 。由前面的计算得，室内的湿负荷 0.143 kg/s ，新风量 0.038 kg/s ，新风承担室内湿负荷，所以：

$$d_{01} = (dNd - dWd) / G_x = (8.8 - 1.46) / 0.038 = 193.1\text{ g/kg}。$$

(3) 由湿度值和 N 点相同的温度可以确定 O1 的状态点。室内的热负荷为 $Q=952.4\text{ W}$ ，室内的回风量 $G_h=0.342\text{ kg/s}$ 。

(4) 由 $Q=G_h(h_o-h_n)$ 得 $h_o=Q/G_h+h_n=45.1\text{ kJ/kg}$ 。由 O2 和 N 点等湿度线可以确定 Od 点的位置。风机盘管的加热量 $Q=G_h(h_o-h_n)=852.5\text{ W}$ 。

5 空气处理设备的选型

5.1 风机盘管的选型

风机盘管的选择根据风盘冷负荷、热负荷、风盘风量来选择，室内的新风负荷由新风机组承担。

由于房间数量比较多，类型也不相同，冷量各有差异，下面以 102 房间为例对风机盘管的选择来进行说明。

102 房间室内冷负荷为 10.7kw，室内送风量为 1.06kg/s，即 1418m³/h。

根据以上数据所选的风机盘管为上海飞恒空调设备有限公司生产的吊顶卧式风机盘管 FP2.5，台数 1 台，单台制冷量为 1550W、制热量为 2280W、风量 360m³/h，其他房间的风机盘管选择的型号见风机盘管选型表，风机盘管的详细的性能参数详见风盘性能参数表。

风机盘管选型表

房间号码	冷量	风盘风量	风盘冷量	风盘选型
	q(kw)	Gf(kg/s)	kw	
101	10.7	1.06	10.7	6 个 FP-3.5
102	2.70	0.301	2.70	FP-14
103	2.50	0.302	2.50	FP-14
104	3.28	0.185	3.28	2 个 FP-3.5
105	2.02	0.159	2.02	FP-7.1
106	1.40	0.062	1.40	FP-3.5
107	1.08	0.112	1.08	FP-7.1
108	0.95	0.071	0.95	FP-3.5
109	2.17	0.149	2.17	FP-7.1
110	1.18	0.143	1.18	FP-7.1
111	10.8	1.52	10.8	FP-3.5
112	0.83	0.092	0.83	FP-3.5
113	2.83	0.234	2.83	FP-14
114	0.91	0.454	0.91	FP-3.5
115	0.70	0.045	0.70	FP-3.5
116	2.06	0.186	2.06	FP-7.1
117	1.37	0.085	1.37	FP-3.5
118	1.83	0.201	1.83	FP-14

119	1.83	0.201	1.83	FP-14
120	1.83	0.201	1.83	FP-14
122	1.34	0.13	1.34	FP-7.1
123	0.69	0.081	1.69	FP-3.5
124	0.20	0.015	0.20	FP-3.5
125	0.80	0.082	0.80	FP-3.5
126	1.67	0.149	1.67	FP-7.1
201	1.45	0.131	1.45	FP-7.1
202	1.05	0.072	1.05	FP-3.5
203	1.05	0.072	1.05	FP-3.5
204	1.05	0.072	1.05	FP-3.5
205	1.00	0.074	1.00	FP-3.5
206	1.00	0.074	1.00	FP-3.5
207	1.00	0.074	1.00	FP-3.5
208	1.00	0.074	1.00	FP-3.5
209	1.90	0.185	1.90	FP-14
210	2.29	0.222	2.29	FP-14
211	3.78	0.179	3.78	FP-14
212	0.69	0.079	0.69	FP-3.5
213	1.15	0.057	1.15	FP-3.5
214	1.18	0.057	1.18	FP-3.5
215	0.40	0.028	0.40	FP-3.5
216	4.07	0.406	4.07	FP-20
217	4.07	0.406	4.07	FP-20
218	2.31	0.222	2.31	FP-14
219	3.90	0.359	3.90	FP-14
220	3.74	0.359	3.74	FP-14
221	1.66	0.147	1.66	FP-7.1
222	1.93	0.16	1.93	FP-7.1

223	0.59	0.066	0.59	FP-3.5
224	0.20	0.015	0.20	FP-3.5
225	1.30	0.125	1.30	FP-7.1
226	0.87	0.063	0.87	FP-3.5
227	0.87	0.063	0.87	FP-3.5
228	0.87	0.063	0.87	FP-3.5
301	1.57	0.187	1.57	FP-14
302	1.00	0.104	1.00	FP-7.1
303	1.72	0.198	1.72	FP-14
304	1.68	0.192	1.68	FP-14
305	1.19	0.073	1.19	FP-3.5
306	1.19	0.073	1.19	FP-3.5
307	1.19	0.073	1.19	FP-3.5
308	1.19	0.073	1.19	FP-3.5
309	1.19	0.073	1.19	FP-3.5
310	0.53	0.048	0.53	FP-3.5
311	0.88	0.072	0.88	FP-3.5
312	2.98	0.268	2.98	2 个 FP-3.5
313	0.36	0.046	0.36	FP-3.5
314	2.30	0.222	2.30	FP-14
315	1.42	0.067	1.42	FP-3.5
316	0.66	0.083	0.66	FP-3.5
317	2.00	0.155	2.00	FP-7.1
318	1.34	0.137	1.34	FP-7.1
319	2.13	0.209	2.13	FP-14
320	0.68	0.083	0.68	FP-3.5
321	4.09	0.407	4.09	FP-20
322	4.09	0.407	4.09	FP-20
323	2.60	0.264	2.60	FP-14

324	4. 12	0. 401	4. 12	FP-20
325	5. 21	0. 567	5. 21	FP-20
326	1. 16	0. 105	1. 16	FP-7. 1
327	1. 16	0. 105	1. 16	FP-7. 1
328	1. 16	0. 105	1. 16	FP-7. 1
329	1. 30	0. 125	1. 30	FP-7. 1
330	1. 67	0. 148	1. 67	FP-7. 1
331	0. 78	0. 078	0. 78	FP-7. 1
332	0. 59	0. 066	0. 59	FP-7. 1
333	0. 20	0. 015	0. 20	FP-7. 1
401	2. 67	0. 221	2. 67	FP-14
402	1. 10	0. 072	1. 10	FP-3. 5
403	1. 10	0. 072	1. 10	FP-3. 5
404	1. 10	0. 072	1. 10	FP-3. 5
405	1. 10	0. 072	1. 10	FP-3. 5
406	1. 46	0. 156	1. 46	FP-7. 1
407	0. 59	0. 007	0. 59	FP-3. 5
408	0. 81	0. 073	0. 81	FP-3. 5
409	0. 97	0. 063	00. 97	FP-3. 5
410	1. 22	0. 131	1. 22	FP-7. 1
411	2. 09	0. 253	2. 09	FP-14
412	0. 93	0. 062	0. 93	FP-3. 5
413	1. 06	0. 100	1. 06	FP-7. 1
414	1. 51	0. 154	1. 51	FP-7. 1
415	2. 13	0. 163	2. 13	FP-7. 1
416	2. 08	0. 121	2. 08	FP-7. 1
417	2. 08	0. 121	2. 08	FP-7. 1
418	1. 79	0. 147	1. 79	FP-7. 1
419	3. 90	0. 358	3. 90	FP-20

420	3.69	0.351	3.69	FP-20
421	0.82	0.055	0.82	FP-3.5
422	0.82	0.055	0.82	FP-3.5
423	0.82	0.055	0.82	FP-3.5
424	1.24	0.116	1.24	FP-7.1
425	0.55	0.061	0.55	FP-3.5
426	0.20	0.015	0.20	FP-3.5
427	0.75	0.075	0.75	FP-3.5
428	1.74	1.151	1.151	FP-7.1

风盘性能参数表

型号		FP-3.5	FP-7.1	FP-14	FP-20
性能	风量 (m ² /h)	260	510	1010	1400
	冷量 (W)	1550	4402	5800	7860
	热量 (W)	2210	4200	8800	12300
	水流量 (kg/h)	400	710	1400	2000
	水阻 (kPa)	6	10.5	20	29
	噪声 dB(A)	≤36	≤38	≤44	≤46
电机	电源	单相 220V, 50Hz			
	输入功率 (W)	35	60	115	175
配管	进水管	DN20 螺纹管			
	出水管	DN20 螺纹管			
	凝水管	DN20 螺纹管			

注：额定实况：制冷：干球温度 27℃，湿球温度 19.5℃，进水温度 7℃，出水温度 12℃。制热：干球温度 21℃，进水温度 60℃。

5.1.1 新风机组的选型

根据系统布置需求，新风机组每层设置一台，按每层的新风负荷和新风量选择新风机组的型号。

以四层的新风机组的选择为例：一层主楼的夏季新风负荷为 30kw，新风量为 2178.8m³/h。所选新风机组上海飞恒设备有限公司生产的吊顶有限公司生产的 DX 系列新风机组，型号为 DX2.5×4，台数 1 台，制冷量分别为 532.1kw，风量 2500m³/h，各楼层新风机组的选择见新风机组选型表，新风机组性能参数见新风机组性能参数表。

新风机组选型表

新风机组型号	台数	排管数	制冷量(kw)	风量(m ³ /h)
DX1.5×4	1	4	19.2	1500
DX2.5×4	1	4	32.1	2500
DX4×4	1	4	52.1	4000

新风机组性能参数表

型号		DX1.5×4	DX2.5×4	DX4×4
排数		4	4	4
额定风量	m ³ /h	1500	2500	4000
额定供冷量	kw	19.2	32.1	52.1
额定供热量	kw	26.8	44.8	72.8
水量	kg/h	3306	5523	8954
水阻	kPa	5	8	17
风机	型式	直联外转子离心风机		
	功率(kw)	0.18	0.37	1.1
	台数	1	1	1
机外余压 (P _a)		120	200	250
噪音	dB(A)	53	55	67

尺寸（长× 宽×高）	mm	750×1000× 650	980×1030× 650	1230×1030× 650
---------------	----	------------------	------------------	-------------------

6 冷热源的选择及设备选型

6.1 冷热源的选择

6.1.1 冷源.

空气调节用人工冷源（也就是冷水机组）是包含全套制冷设备的、制备冷冻水或冷盐水的制冷机组，是目前空调系统中普遍选用的作为空调冷源的设备。

冷水机组按驱动的动力可分为两类，一类是电力驱动的冷水机组，包括活塞式冷水机组，螺杆式冷水机组和离心式冷水机组；另一类是热力驱动的冷水机组，又称吸收式冷水机组，分为蒸汽或热水吸收式冷水机组和直燃吸收式冷水机组；冷水机组根据冷却介质的不同，又分为水冷式冷水机组和风冷式冷水机组两大类。

选择冷水机组时，应根据建筑物用途、冷水温度、以及电源、水源和热源等情况，从初投资和运行费用等方面进行技术经济比较确定。选择冷水机组的类型和台数应主要考虑以下几点：

（1）选用电力驱动的冷水机组时，当单机制冷量 $Q_e > 1160 \text{ kw}$ 时，宜选用离心式；当 $Q_e = 580 - 1160 \text{ kw}$ 时，宜选用离心式或螺杆式；当 $Q_e < 580 \text{ kw}$ 时，宜选用活塞式。

（2）冷水机组一般以选用 2-4 台为宜，中小型规模宜选用 2 台，较大型

可选用 3 台，特大型选用 4 台，冷水机组一般不设备用，并与负荷变化情况
及运行调节相适应。

(3) 有合适热源，特别是有余热和废热可以利用，以及电力不足时，宜
采用溴化锂吸收式冷水机组。

(4) 进行技术经济比较后，宜优先采用能量调节自动化程度较高的冷水
机组，活塞式机组宜采用多台压缩机自动联控机组，以及变频可调的冷水机
组。

(5) 电力驱动的压缩式冷水机组宜根据单机空调制冷量在额定工况下的
能效率比优选活塞式、螺杆式或离心式冷水机组。

(6) 制冷机选择，应考虑其对环境的影响：

a、噪声与振动要控制在环境条件允许指标之内。

b、考虑制冷剂氟利昂对大气臭氧层的危害和禁用实践，R-11，R-12 为
制冷剂的制冷机应禁止使用。

6.2 机组选型

整个裙楼空调系统建筑冷负荷为 101.9kw，夏季新风负荷为 99.2kw，总
负荷为 211.1 kw。

经过上述论证，本设计采用美的集团生产的风冷热泵。其性能如下表：

风冷热泵性能参数表

生产厂商	产品型号	产品名称
美的	LSQWRF(125)	风冷热泵性能参数

制冷量 (kw)	制热量 (kw)	制冷额定功率
125	135	46.0
制热额定功率	制冷剂种类	水流量 (m ³ / h)
42.5	R22	21.6
水阻力损失 (kPa)	进出水管径	最高承压 MPa
18.0	DN125	1.0
水侧换热器	空气侧换热器形式	空气流量 × 10 ³ m ³ / h
钎焊式不锈钢板式 换热器	翅片盘管式	60
风机功率	外型尺寸 (mm)	机组总重量 (kg)
0.7 × 5	1514 × 6650 × 1820	2200
用户选配电辅热 (kw)	37.5	

注：制冷量测定条件：冷水进/出水温度 12℃/7℃；制热量测定条件：
温水进/出水温度 40℃/45℃。

7 气流组织计算

7.1 气流组织方案论证

气流组织设计的任务是合理地组织室内空气的流动，使室内工作区空气的温度、湿度、速度和洁净度能更好地满足工艺要求及人们的舒适感要求。空调房间气流组织是否合理，不仅直接影响房间的空调效果，而且也影响空调系统的能耗量。影响气流组织的因素很多，如送风口位置及形式，回风口位置，房间几何形状及室内的各种扰动等。其中以送风口的空气射流及气流

组织的影响最为重要。

7.1.1 风口形式的确定

空调设计中，无论是供冷风还是供热风，最终都要用风口把冷（热）风送至被空气调节房间。因此，正确选用风口十分重要。

常见的送风口型式有：侧送口、散流器、喷射式送风口、孔板送风口。侧送风适用于一般精度的空调工程，也用于风机盘管出风口；散流器用于公共建筑舒适性空调；喷口送风适用于空间较大的公共建筑和高大厂房；孔板送风口主要用于有洁净要求或工艺要求的工程中。

送风口型式及其紊流系数的大小，对射流的发展及流型的形成都有直接影响。因此，在设计气流组织时，根据空调精度、气流型式、送风口安装位置以及建筑装修的艺术配合等方面的要求选择不同型式的送风口和回风口。

根据上述论证，本设计采用双层百叶侧送风口送风，全空气一次回风房间用散流器平送风口形式。对于回风口，均采用固定百叶回风口。

7.1.2 气流组织形式的确定

按照送、回风口布置位置和型式不同，气流组织形式可以归纳为以下五种：上送上回，上送下回，中送上下回，下送上回及侧送。但常常采用的是上送上回，上送下回，侧送三种，因此在下面仅作此三种方式的介绍。

（1）上送上回方式。上送上回是高层民用建筑空调中广泛采用的一种空调气流组织方式。通常其送风口采用散流器或条形风口，回风口则采用百叶式风口或条形风口。

该方式的一个优点是送、回风管道均在吊顶上布置，基本上不占用建筑面积，与装修协调容易。在许多工程中，回风管道不与回风口相连而只是进入吊顶即可，这是相当于把吊顶上部空间视为一个大的回风通道，这种方式使管道布置更为简单，且由于采用吊顶回风，吊顶内的部分电气设备的发热可由回风气流带走，相当于加大了空调机的送风温差，可适当减小机组的送风量，因而是一种节能的设计手段。

（2）上送下回方式。上送下回方式在气流组织上比上送上回更为合理，室内空气参数均匀，不存在送、回风气流短流问题，也适用于房间净高较高的场所。但是，它要求回风管接至空调房间的下部，这将占用一定的建筑面积，有时这是较为困难的。因此，只有在布置合理及条件允许时，才采用此方式。

（3）侧送。侧送是另一种较多应用于高层民用建筑的送风方式，通常多属于贴附射流（送风口采用条形或百叶式风口）。侧送风气流组织较好，人员基本上处于回流区，因此舒适感好。但它要求一个房间内有两个不同高度的吊顶（或者通过走道与房间隔墙上的风口送入）。

侧送时，回风口也有上回和下回两种布置方式，其优缺点也与前述两种气流组织方式差不多。

根据以上三种送风方式的优缺点比较可知，采用散流器送风时宜采用上送上回的组织形式，回风则宜采用吊顶回风。在使用风机盘管的房间采用侧送的送风方式。

7.2 气流组织计算

7.2.1 风机盘管侧送风

风机盘管侧送风气流组织计算以 107 房间为特征房间进行计算：

已知房间的尺寸为 $L=5.3\text{m}$ ， $B=3\text{m}$ ，净高 $H=4.5\text{m}$ ；房间的高符合侧送风条件；总送风量 $G=0.154\text{m}^3/\text{s}$ ，送风温度 $t_s=19^\circ\text{C}$ ，工作区温度 $t_r=26^\circ\text{C}$ 。进行气流分布设计。

解：

(1) 设 $\Delta t_X=1^\circ\text{C}$ ， $\Delta t_X/\Delta t_s=1/7=0.143$ ，由文献 1 表 10-1 查得射流最小相对射程 $x/d_0=20$ 。

(2) 设在一侧靠顶棚安装风管，风口距离墙为 0.5m ，则射流的实际射程为 $x=5.3-0.5-0.5=4.3\text{m}$ 。由最小相对射程求得送风口最大直径 $d_{0,\max}$ 。
 $d_{0,\max}=4.3/20=0.22\text{m}$ 。选用双层百叶风口，规格为 $200\times 160\text{mm}$ 。计算风口面积相当的直径为

$$d_0=1.128 (A_0)^{0.5}=1.128 \times (0.2 \times 0.16)^{0.5}=0.21\text{m}。$$

(3) 设有两个平行的风口，出口速度为 $v_0=G/(\Psi A_0 n)=0.154/(0.8 \times 0.2 \times 0.15 \times 2)=3.2\text{m/s}$

(4) 根据文献 1 公式 (10-15) 可求出射流自由度

$$(A)^{0.5}/d_0=(BH/n)^{0.5}/d_0=(3 \times 4.5/2)^{0.5}/0.21=12.3\text{m/s}$$

由公式 $v_{0,\max}=(0.29\sim 0.43)(A)^{1/2}/d_0$ 求出允许出口最大风速

$$v_{0,\max}=0.29 \times 12.3=3.5 > 3.2 \text{ (m/s)}$$

所假定的风口数量及规格，达到回流平均风速 $\leq 0.2\text{m/s}$ 的要求。

(5) 根据公式 $Ar = \frac{gd_0 \Delta t_s}{v_o^2 Tr}$ 有

$$Ar = 9.81 \times 0.21 \times 7 / (3.2)^2 \times (273 + 26) = 4.7 \times 10^{-3}$$

从文献 1 表 10-2 可查得，相对贴附射程为 30，因此，贴附射程为 $30 \times 0.21 = 6.3\text{m} > 4.3\text{m}$ 。所以满足要求。

(6) 房间高度校核

用公式 $H = h + s + 0.07X + 0.3$ 校核房间高度

式中 h ——工艺要求的工作区高度；

s ——送风口下缘到顶棚的距离；

0.3 ——安全系数；

X ——为所需工作高度。

$$H = 2 + 0.5 + 0.07(4.5 - 1) + 0.3 = 3.045 > 3.6 - 1 = 2.6$$

所以能满足高度要求。

7.2.2 回风口的选择计算

由于回风口附近气流急剧下降，对室内气流组织的影响不大，因而回风口比较简单，类型也不多。

回风口的形状和位置根据气流组织要求而定。若设在房间下部时，为避免回灰尘和杂物被吸入，风口下缘离地面至少为 0.15m 。回风的吸风速度宜按下表选用：

回风推荐表

回风口位置		回风风速 (m/s)	备注
房间上部		4.0~5.0	用风管回风
房间下部	不靠近操作位置	3.0~4.0	回风口距离较远，还可提高些
	靠近操作位置	1.5~2.0	
	位于走廊回风	1.0~1.5	

在空调工程中，风口均应能进行风量调节，若风口上无调节装置时，则应在支风管上考虑。

对于本设计，依据以上推荐回风速度选回风口，见回风口选型表：

回风口的选型表

房间	回风口规格 (mm)	回风口个数	风口颈部面积 (m ²)	回风速度(m/s)	回风量(m ³ /h)
大厅	200×200	4	0.036	4	1843
病房	120×120	2	0.012	4	332
候诊	200×200	4	0.036	4	1843
控制室	120×120	2	0.012	4	332

8 管道布置及水力计算

8.1 空调水系统水力计算

从多方面综合考虑，我在本次设计中采用水平异程垂直同程的定流量水系统布置形式。采用水平异程有节省管材的好处，从而节省初投资，采用垂直同程则有效的保证了水系统的水力平衡性。

8.1.1 水管管径的确定

水管管径 d 由下式确定：

$$d = (4mw / \pi v)^{1/2} \quad (8-1)$$

式中，

mw ——水流量， m^3/s ；

v ——水流速， m/s 。

水系统中管内水流速按文献 2 表 8-3 中的推荐值选用，经试算来确定其管径，按文献 2 表 8-4 根据流量来确定管径。

8.1.2 阻力的确定

(1) 沿程阻力

水在管道内的阻力：

$$H_f = \lambda (l/d) (\rho v^2 / 2) = Rl \quad (8-2)$$

式中，

λ ——摩擦阻力系数，无因次量；

l ——直径管段长度， m ；

d ——管道内径， m ；

ρ ——水的密度， $1000kg/m^3$ ；

v ——水流速， m/s ；

R ——单位长度沿程阻力，又称比摩阻， Pa/m 。

$$R = (\lambda / d) (\rho v^2 / 2) \quad (8-3)$$

冷水管采用钢管或镀锌管，比摩阻 R 一般为 $100\text{—}400\text{ Pa/m}$ ，最常用的为 250 Pa/m 。摩擦阻力系数 λ 与流量的性质、流态、流速、管内径大小、内边面的粗糙度有关。根据公称管径和水流速可在文献 2 图 8-1 查出水管路的比摩阻。

(2) 局部阻力

水流动时遇到弯头、三通及其他配件时，因摩擦及涡流耗能而产生的局部阻力计算公式为：

$$H_d = \xi \left(\rho v^2 / 2 \right) \quad (8-4)$$

式中，

ξ ——局部阻力系数，见文献 2 表 8-5 和表 8-6；

v ——水流速， m/s ；

(3) 水管总阻力

水流动总阻力 H (Pa) 包括沿程阻力 H_f 和局部阻力 H_d ，即：

$$H = H_f + H_d = Rl + \xi \left(\rho v^2 / 2 \right) \quad (8-5)$$

(4) 水流量的确定

水流量可按下面的公式计算：

$$m_w = Q / (c \Delta t) \quad (8-6)$$

式中，

m_w ——水流量， m^3/s ；

C ——水的比热， $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$ ；

Δt ——冷冻水温差， $^{\circ}\text{C}$ 。本系统进水为 7°C ，回水为 12°C 。

本设计采用机组额定流量计算管径。

8.2 计算步骤如下

(1) 确定系统管道形式, 合理布置管道, 并绘制系统管道轴测图, 作为水力计算草图。

(2) 在计算草图上进行管段编号, 并标注管段的长度和流量, 管段长度一般按两管件中心线长度计算, 不扣除管件 (如三通, 弯头) 本身的长度。

(3) 选定系统最不利环路, 一般指最远或局部阻力最大的环路。

(4) 选择合适的水管流速, 见下面的水管流速推荐表:

水管流速推荐表

管径/mm	15	20	25	32	40	50	65
闭式系统	0.4-0.5	0.5-0.6	0.6-0.7	0.7-0.9	0.8-1.0	0.9-1.2	1.1-1.4
管径/mm	80	100	125	150	200	250	300
闭式系统	1.2-1.6	1.3-1.8	1.5-2.0	1.6-2.2	1.8-2.5	1.8-2.6	1.9-2.9
管径/mm	350	400					
闭式系统	1.6-2.5	1.8-2.6					

根据给定流量和选定流速, 逐段计算管道管径, 并使其符合管道统一规格。

然后根据选定了的管道管径和流量, 计算出管道内的实际流速。

(5) 计算管道的沿程阻力。

(6) 计算各管段的局部阻力。

(7) 计算系统的总阻力。

(8) 检查并联管路的阻力平衡情况。

8.2.1 水系统的水力计算

本设计水平采用双管制水系统，具有结构简单，初期投资小等特点；同时考虑到节能与管道内清洁等问题，采用闭式系统，不与大气相接触，管路不易产生污垢和腐蚀，不需要克服系统静水压头，水泵耗电较小。

考虑到楼层建筑，各楼层之间的负荷变化和管路较长问题，空气处理机组和风机盘管系统立管采用同程，各层的水平支管异程。此立管除了供回水管路外，还有一根同程管，由于各并联环路的管路总长度基本相同，各用楼层之间的水阻力大致相等，所以系统的水力稳定性好。

对于水系统，只要保证阻力最小环路和最不利环路系统的平衡，即可认为整个系统的水环路都是平衡的。

具体各段水力计算表如下：

给水管水力计算表

序号	负荷 kw	流量 kg/h	管径	管长 (m)	v m/s	R Pa/m	Py Pa	ξ	动压 Pa	Pj Pa	Py+Pj Pa
24	93.6	16099	DN70	3.6	1.23	314	1130	6.3	758	4776	5908
25	73.3	12676	DN70	3.6	0.97	198	713	6.3	470	2962	3676
26	48.8	8394	DN50	3.6	1.06	322	1160	6.3	558	3518	4679
27	30	5160	DN50	3.6	0.65	127	459	6.3	211	1329	1789

给水管总阻力为 $P_6 = 16.05 \text{ kPa}$ 。

回水管水力计算表

序号	负荷 kw	流量 kg/h	管径	管长 (m)	v m/s	R Pa/m	Py Pa	ξ	动压 Pa	Pj Pa	Py+Pj Pa
25	19.9	3422	DN40	3.6	0.72	216	778	5	259	1296	2075
26	44.8	7705	DN50	3.6	0.97	274	985	5	471	2353	3338
27	63.6	10939	DN70	3.6	0.84	150	538	5	350	1750	2289
28	93.6	16099	DN70	18	1.23	314	5655	2	758	3791	9445

回水管总阻力为：P=17.15kPa。

四层主楼

水管水力计算表

序号	负荷 (kw)	流量 (kg/h)	管径	管长 (m)	v (m/s)	R (Pa/m)	ΔP_y (Pa)	ξ	动压 (Pa)	ΔP_j (Pa)	$\Delta P_y + \Delta P_j$ (Pa)
1	2.7	464	DN20	4	0.4	144	576	5	66	331	906
2	4.8	826	DN25	0.5	0.4	125	62	3	80	241	303
3	5.9	1015	DN25	5.3	0.5	183	971	3	121	364	1335
4	7	1204	DN25	1.3	0.6	252	328	3	171	512	840
5	8.1	1393	DN25	2.1	0.7	332	698	3	229	685	1383
6	9	1548	DN32	2.8	0.4	98	273	3	92	275	548
7	10.1	1737	DN32	2.2	0.5	121	266	3	116	347	613
8	12.7	2184	DN32	4.1	0.6	186	762	3	183	548	1310
9	13.3	2287	DN32	1.5	0.6	203	304	3	200	601	905
10	14.1	2425	DN32	0.4	0.7	226	91	3	225	676	766
11	15.6	2683	DN32	3.5	0.7	274	960	3	276	827	1787
12	16.6	2855	DN32	0.7	0.8	309	216	3	312	937	1153
13	18.7	3216	DN40	6.9	0.7	192	1326	3	229	687	2014
14	19.9	3423	DN40	2.6	0.7	216	563	18	259	4668	5230

四层主楼环路总阻力为 P4 =19.1 kPa。

三层主楼

水管水力计算表

序号	负荷 (kw)	流量 (kg/h)	管径	管长 (m)	v (m/s)	R (Pa/m)	ΔP_y (Pa)	ξ	动压 (Pa)	ΔP_j (Pa)	$\Delta P_y + \Delta P_j$ (Pa)
1	1.6	275	DN15	4.5	0.4	248	1116	5	77	384	1501
2	4.6	791	DN25	1.9	0.4	115	219	3	73	221	440
3	6.3	1084	DN25	4.3	0.5	207	890	3	138	414	1305
4	8	1376	DN25	2.2	0.7	325	714	3	222	668	1382
5	9.2	1582	DN32	3.7	0.4	102	376	3	95	287	663
6	10.4	1789	DN32	2.2	0.5	128	281	3	122	367	648
7	11.6	1995	DN32	0.8	0.5	157	125	3	152	457	582
8	12.3	2116	DN32	2.9	0.6	175	507	3	171	514	1021
9	15.5	2666	DN32	2.2	0.7	271	596	3	272	816	1412
10	16.7	2872	DN32	1.1	0.8	312	343	3	315	947	1291
11	18	3096	DN40	2.1	0.7	179	375	3	212	636	1012
12	19.4	3337	DN40	1.3	0.7	206	267	3	246	739	1007
13	21.5	3698	DN40	1.1	0.8	250	275	3	302	908	1183
14	24.9	4283	DN40	7	0.9	331	2320	18	406	7308	9628

三层主楼环路总阻力为 $P_3 = 23.1 \text{ kPa}$ 。

二层主楼

水管水力计算表

二层裙楼

水管水力计算表

序号	负荷 (kw)	流量 (kg/h)	管径	管长 (m)	v (m/s)	R(Pa/m)	ΔP_y (Pa)	ξ	动压(Pa)	ΔP_j (Pa)	$\Delta P_y + \Delta P_j$ (Pa)
1	0.4	68	DN15	6.3	0.1	18.	115	5	5	24	140
2	4.5	774	DN20	7.1	0.6	372	2643	3	184	551	3195
3	8.6	1479	DN25	5.5	0.7	372	2046	3	258	773	2820
4	10.9	1874	DN32	4.1	0.5	139	571	3	135	404	976
5	14.8	2545	DN32	1.9	0.7	248	471	3	248	744	1216
6	18.5	3182	DN40	9.5	0.7	188	1789	3	224	672	2462
7	21.1	3629	DN40	2	0.8	241	483	5	292	1458	1941
8	23.9	4110	DN40	4.7	0.9	306	1440	3	374	1122	2563
9	25.4	4368	DN40	1.2	0.9	344	413	3	423	1268	1681
10	26.7	4592	DN40	8.3	1.0	378	3144	18	467	8403	11548

序号	负荷 (kw)	流量 (kg/h)	管径	管长 (m)	v (m/s)	R(Pa/m)	ΔP_y (Pa)	ξ	动压(Pa)	ΔP_j (Pa)	$\Delta P_y + \Delta P_j$ (Pa)
1	1.5	258	DN15	3.7	0.4	220	814	2	67	135	950
2	4.9	842	DN25	3.3	0.4	129	427	3	83	250	678
3	6	1032	DN25	15.1	0.5	189	2854	3	125	376	3230
4	9.8	1685	DN32	3.1	0.5	114	354	6	108	652	1007
5	10.5	1806	DN32	1.7	0.5	130	221	7	124	874	1095
6	11.5	1978	DN32	1.6	0.6	154	246	3	149	449	696
7	13.7	2356	DN32	5.5	0.7	214	1179	3	212	637	1817
8	15.9	2734	DN40	1.9	0.6	141	268	3	165	496	765
9	16.9	2906	DN40	4.8	0.6	158	762	3	187	561	1323
10	18.8	3233	DN40	1	0.7	194	194	16	231	3703	3897

二层主楼环路总阻力为 $P_2 = 15.5 \text{ kPa}$

二层裙楼环路总阻力为 $P_2 = 28.5 \text{ kPa}$ 。

一层主楼

水管水力计算表

序号	负荷 (kW)	流量 (kg/h)	管径	管长 (m)	v (m/s)	R (Pa/m)	ΔP_y (Pa)	ξ	动压 (Pa)	ΔP_j (Pa)	$\Delta P_y + \Delta P_j$ (Pa)
1	5.2	894	DN25	13.2	0.4	145	1911	5	94	470	2382
2	19.2	3302	DN40	8.1	0.7	202	1637	9	241	2172	3809
3	20.3	3491	DN40	2.8	0.7	225	629	3	270	809	1438
4	23.2	3990	DN40	2.1	0.8	290	608	3	352	1057	1665
5	24.6	4231	DN40	2.5	0.9	324	810	3	396	1188	1998
6	26.8	4609	DN40	3.2	1.0	382	1221	3	470	1411	2632
7	27.6	4747	DN50	2.3	0.6	109	251	3	179	535	786
8	28.8	4953	DN50	1	0.6	118	118	3	195	583	701
9	30	5160	DN50	1	0.7	128	128	16	211	3377	3504

一层主楼环路总阻力为 $P_2 = 18.9 \text{ kPa}$ 。

一层裙楼

水管水力计算表

序号	负荷 (kW)	流量 (kg/h)	管径	管长 (m)	v (m/s)	R (Pa/m)	ΔP_y (Pa)	ξ	动压 (Pa)	ΔP_j (Pa)	$\Delta P_y + \Delta P_j$ (Pa)
1	0.7	120	DN15	0.5	0.2	32	16	3	14	44	60
2	7.2	1238	DN25	4.3	0.6	266	1144	3	180	541	1685
3	11.4	1960	DN32	12.4	0.5	151	1881	3	147	441	2322
4	14.9	2562	DN32	1.6	0.7	251	402	7	251	1760	2162
5	17.5	3010	DN40	3.6	0.6	169	610	3	200	601	1212
6	20.8	3577	DN40	2.2	0.8	235	517	3	283	849	1367
7	21.8	3749	DN40	8.3	0.8	257	2135	18	311	5601	7737

一层裙楼环路总阻力为 $P1 = 16.6\text{kPa}$ 。

各层环路总阻力=给水立管阻力+各层水平环路总阻力+回水阻力+设备阻力。

四层总阻力 $\Delta P4 = 5.9 + 19.1 + 0 + 4.6 = 29.6\text{kPa}$

三层总阻力 $\Delta P3 = 9.6 + 23.1 + 2.3 + 4.6 = 39.6\text{kPa}$

二层总阻力 $\Delta P2 = 14.3 + 15.5 + 5.6 + 4.6 = 40\text{kPa}$

一层总阻力 $\Delta P1 = 16.1 + 12.5 + 7.7 + 4.6 = 40.9\text{kPa}$

由上可知，最不利环路为第一层。则不平衡率为：

$X = (\Delta P1 + \Delta P4) / \Delta P1 \times 100\% = 13\% < 15\%$ ，符合不平衡要求。

8.3 风管的水力计算

8.3.1 风管系统

风管的形状一般为圆形和矩形。圆形风管的强度大，耗材料少，但加工复杂些，占用空间大，不易布置得美观，常用于暗装。矩形风管由于占有有效空间较小，易于布置，明装较美观且加工容易等特点，因而使用较为普遍，在空调系统中较多采用矩形风管。风管的尺寸应按《全国通用风管管道计算表》规定的尺寸选用，以便于机械化加工风管和法兰，也便于配置标准阀门与配件及进行水力计算。风管的尺寸（钢板风管）以外径或外边长为标准。空气处理设备和消声静压箱后支管内的风速与低速送风相同。

8.3.2 风管水利计算的内容

(1) 风管的摩擦阻力。摩擦阻力的计算主要是确定风道的平均比摩阻，计算矩形风管的比摩阻时，利用有关当量直径（流速当量直径和流量当量直径）的概念，把矩形风管换算成圆形风管。

(2) 局部阻力计算。在通风空调系统中，局部阻力通常占风管系统中压力损失的主要部分。通风构件的局部阻力系数可查表。风管的局部阻力构件主要包括各种弯头、三通、变径、以及四通等，这些构件的局部阻力系数均可以在手册中查到。

(3) 风管系统的水力计算。一个好的空气管道系统设计应该达到令人满意的系统平衡，较低的噪声水平和适当的压力损失，空气管道系统应该从系统平衡、噪声水平、管道阻力特性和造价等各方面进行优化设计。风道阻力的计算方法，在一般的通风空调系统中，考虑使用假定流速法。选择一条最长的管道进行风管阻力平衡计算，其它环路不平衡时可采用阀门来进行调节。

8.3.3 计算方法

风管水力计算方法有假定流速法、压损平均法、静压复得法三种，由于本设计场合对风速有一定要求，因此采用假定流速法进行水力计算。

8.4 风管的水利计算

(1) 主要以四楼为例计算风盘风管：

四层主楼

风管水力计算表

序号	风量 (m^3/h)	管宽 (mm)	管高 (mm)	管长 (m)	v (m/s)	R (Pa/m)	ΔP_y (Pa)	ξ	动压 (Pa)	ΔP_j (Pa)	$\Delta P_y + \Delta P_j$ (Pa)
----	---------------------------------	------------	------------	-----------	--------------------------------	---------------------------------	----------------------	-------	------------	----------------------	-----------------------------------

1	482.3	320	200	4	2.093	0.244	0.976	0.3	2.624	0.787	1.763
2	623.7	400	320	0.5	1.354	0.072	0.036	0.1	1.097	0.11	0.146
3	877.5	400	320	5.3	1.904	0.131	0.696	0.1	2.172	0.217	0.913
4	1131.3	400	320	1.3	2.455	0.206	0.268	0.1	3.61	0.361	0.629
5	1385.1	400	320	2.1	3.006	0.296	0.622	0.1	5.411	0.541	1.163
6	1596.8	500	400	2.8	2.218	0.131	0.367	0.1	2.946	0.295	0.662
7	1850.6	500	400	2.2	2.57	0.171	0.376	0.1	3.957	0.396	0.772
8	2176.6	500	400	4.1	3.023	0.228	0.936	0.1	5.473	0.547	1.483
9	2405.9	500	400	1.5	3.342	0.273	0.41	0.3	6.687	2.006	2.416
10	2534.9	500	400	0.4	3.521	0.3	0.12	0.1	7.424	0.742	0.862
11	2722	500	400	3.5	3.781	0.341	1.194	0.1	8.56	0.856	2.05
12	2952	630	320	0.7	4.067	0.411	0.288	0.1	9.908	0.991	1.279
13	3379.3	630	320	6.9	4.656	0.525	3.622	0.1	12.984	1.298	4.92
14	3511.8	630	320	2.6	4.839	0.563	1.463	0.1	14.023	1.402	2.865

最有利管段 12-11，最不利管段 12-1

$$\Delta P_{14-13}=2.9 \quad \Delta P_{14-1}=21.9$$

不平衡率： $(21.9-2.9)/21.9=0.67=67\%$ 。

故需要用调压装置。采用调节阀调节。

c. 其他各层风管水力计算列于下表：

一层主楼

风管水力计算表

序号	风量 (m^3/h)	管宽 (mm)	管高 (mm)	管长 (m)	v (m/s)	R (Pa/m)	ΔP_y (Pa)	ξ	动压 (Pa)	ΔP_j (Pa)	$\Delta P_y + \Delta P_j$ (Pa)
1	214	200	200	17.2	1.5	0.172	2.96	4.2	1.32	5.55	8.51

2	1527	400	400	3.5	2.7	0.205	0.72	2.3	4.21	9.68	10.39
3	1627	400	400	2.1	2.8	0.23	0.48	2.3	4.78	10.99	11.47
4	1692	400	400	3.1	2.9	0.246	0.76	0.1	5.16	0.52	1.28
5	1740	500	320	0.8	3.0	0.267	0.21	0.1	5.46	0.52	0.76
6	1838	500	320	2.4	3.2	0.295	0.71	0.1	6.10	0.61	1.32
7	1942	500	320	1.3	3.4	0.325	0.42	0.1	6.81	0.68	1.10
8	2063	630	320	2.9	2.8	0.216	0.63	0.1	4.84	0.48	1.11
9	2105	630	320	2.3	2.9	0.224	0.52	0.1	5.04	0.50	1.02
10	2179	630	320	0.6	3.0	0.238	0.14	0.1	5.40	0.54	0.68

一层裙楼

风管水力计算表

序号	风量 (m^3/h)	管宽 (mm)	管高 (mm)	管长 (m)	v (m/s)	R (Pa/m)	ΔP_y (Pa)	ξ	动压 (Pa)	ΔP_j (Pa)	$\Delta P_y + \Delta P_j$ (Pa)
1	42	120	120	0.2	0.80	0.112	0.02	0.1	0.39	0.04	0.06
2	251	250	120	3.9	2.3	0.494	1.93	0.3	3.25	0.97	2.90
3	463	250	200	8.2	2.6	0.399	3.27	0.3	3.96	1.18	4.46
4	780	320	320	0.7	2.1	0.180	0.13	0.9	2.68	2.41	2.54
5	826	320	320	2.2	2.2	0.200	0.44	0.1	3.01	0.30	0.74
6	873	320	320	0.6	2.4	0.220	0.13	0.1	3.35	0.33	0.46
7	922	320	320	1.9	2.5	0.243	0.46	0.1	3.74	0.37	0.83
8	968	320	320	0.7	2.6	0.265	0.19	0.1	4.13	0.41	0.59
9	1017	320	320	2.2	2.8	0.289	0.64	0.1	4.55	0.45	1.09
10	1062	320	320	1	2.9	0.313	0.31	0.1	4.97	0.49	0.81

二层主楼

风管水力计算表

序号	风量 (m^3/h)	管宽 (mm)	管高 (mm)	管长 (m)	v (m/s)	R (Pa/m)	ΔP_y (Pa)	ξ	动压 (Pa)	ΔP_j (Pa)	$\Delta P_y + \Delta P_j$ (Pa)
1	231	320	200	5.2	1.0	0.067	0.21	0.3	0.60	0.06	0.27
2	465	320	200	0.7	2.0	0.229	0.16	0.1	2.44	0.24	0.40
3	784	320	200	2.2	3.4	0.579	1.27	0.1	6.94	0.69	1.97
4	1019	320	200	14.4	4.4	0.927	13.35	0.1	11.73	1.17	14.52
5	2164	500	320	3.9	3.8	0.395	1.54	0.1	8.46	0.85	2.39
6	2226	500	320	0.1	3.9	0.416	0.04	0.1	8.95	0.90	0.94
7	2416	500	320	1.1	4.2	0.481	0.53	0.1	10.54	1.05	1.58
8	2605	500	320	0.9	4.5	0.551	0.50	0.1	12.25	1.23	1.72
9	2926	630	320	3	4.0	0.405	1.22	0.1	9.74	0.97	2.19
10	3115	630	320	0.3	4.3	0.453	0.14	0.1	11.04	1.10	1.24
11	3451	630	320	1.5	4.8	0.545	0.82	0.1	13.54	1.35	2.17
12	3640	630	320	4.1	5.0	0.600	2.46	0.1	15.07	1.51	3.97
13	3901	630	320	2.9	5.4	0.68	1.97	0.1	17.30	1.73	3.70

二层裙楼

风管水力计算表

序号	风量 (m^3/h)	管宽 (mm)	管高 (mm)	管长 (m)	v (m/s)	R (Pa/m)	ΔP_y (Pa)	ξ	动压 (Pa)	ΔP_j (Pa)	$\Delta P_y + \Delta P_j$ (Pa)
1	87	200	120	5.7	1.0	0.124	0.71	0.5	0.60	0.30	1.01
2	616	320	200	6.1	2.7	0.377	2.30	0.1	4.28	0.43	2.73
3	1145	400	320	5.4	2.5	0.211	1.14	0.1	3.70	0.37	1.51
4	1470	400	320	3.7	3.2	0.33	1.22	0.1	6.10	0.61	1.83
5	2070	400	320	1.5	4.5	0.609	0.91	0.3	12.90	3.63	4.54
6	2599	400	500	4.6	3.6	0.314	1.45	0.8	7.81	6.25	7.69

7	2872	500	500	1	3.2	0.218	0.22	0.1	6.10	0.61	0.83
8	3055	500	500	1.6	3.4	0.244	0.39	0.1	6.90	0.69	1.08
9	3590	500	500	4.2	4.0	0.326	1.37	0.3	9.53	2.86	4.23
10	4053	630	400	2.6	4.4	0.41	1.07	0.4	11.95	4.78	5.85

三层主楼

风管水力计算表

序号	风量 (m^3/h)	管宽 (mm)	管高 (mm)	管长 (m)	v (m/s)	R (Pa/m)	ΔP_y (Pa)	ξ	动压 (Pa)	ΔP_j (Pa)	$\Delta P_y + \Delta P_j$ (Pa)
1	233	320	200	4.5	1.0	0.067	0.30	0.1	0.61	0.06	0.37
2	552	320	200	1.9	2.4	0.310	0.59	0.5	3.43	1.71	2.30
3	698	320	200	4.3	3.0	0.471	2.02	0.1	5.49	0.55	2.57
4	845	400	320	2.2	1.8	0.123	0.27	0.1	2.01	0.20	0.47
5	1137	400	320	3.7	2.5	0.208	0.77	0.1	3.64	0.36	1.13
6	1838	400	320	2.2	4.0	0.492	1.08	0.1	9.53	0.95	2.03
7	2131	400	320	0.8	4.6	0.642	0.51	0.3	12.8	3.84	4.35
8	2162	500	320	2.9	3.8	0.394	1.14	0.1	8.44	0.84	1.98
9	2848	500	320	2.2	4.9	0.647	1.42	0.1	14.64	1.46	2.88
10	3141	500	320	1.1	5.4	0.772	0.85	0.3	17.80	5.34	6.19
11	3302	630	320	2.1	4.5	0.503	1.05	0.1	12.39	1.24	2.29
12	3546	630	320	1.3	4.8	0.572	0.74	0.1	14.29	1.43	2.17
13	3833	630	320	1.1	5.2	0.659	0.72	0.1	16.70	1.67	2.39
14	4308	630	320	4.3	5.9	0.814	3.49	0.1	21.09	2.11	5.60
15	4323	630	320	2.6	5.9	0.819	2.13	0.1	21.25	2.12	4.25

8.5 冷凝水管设计

风机盘管机组，吊顶式空调器，组合式空调机组等运行过程中产生的冷

凝水，必须及时予以排走。排放冷凝水管道的的设计，应注意以下事项：

(1) 沿水流方向，水平管道应保持不小于千分之五的坡度；且不允许有积水部位。

(2) 当冷凝水盘的出水口处必须设置水封，水封的高度应比冷凝水盘处的副压大百分之五十。水封的出口，应与大气相通。

(3) 冷凝水管道宜采用聚氯乙烯塑料管或镀锌钢管，不宜采用焊接钢管。

(4) 为了防止冷凝水管道表面产生结露，必须进行防结露验算。

(5) 冷凝水立管的顶部，应设计通向大气的透气管。

(6) 设计和布置冷凝水管路时，必须认真考虑定期冲洗的可能性，并应设计安排必要的设施。

(7) 冷凝水管的公称直径 DN (mm)，应根据通过冷凝水的流量计算确定。

一般情况下，每 1kw 冷负荷每 1 小时约产生 0.4kg 左右冷凝水；在潜热负荷较高的场合，每 1kw 冷负荷每 1 小时约产生 0.8kg 冷凝水，通常，可以根据机组的冷负荷 Q 选定冷凝水管的公称直径。

水管管径选择表

冷量 (W)	≤7kw	7.1～17.6kw	17.7～100kw	101～176kw
凝水管径 DN	20mm	25mm	32mm	40mm

因此本设计采用聚氯乙烯塑料管，水平管道坡度是千分之一的坡度，最后接到卫生间或水井排出。

8.6 排风系统设计

由于房间压力过大，需要排出一些新风，以保证房间压力保持在 10Pa 到 20Pa, 因此需要设置排风系统。所有厕所设置机械排风，其余房间不需设置机械排风，排风由门窗缝隙排出。

9 其他设备的选择

9.1 水泵的选择

9.1.1 选择原则

1、首先要满足最高运行工况的流量的扬程，并使水泵的工作状态点处于最高效率范围。

2、泵的流量和扬程应由 10%-20%的富裕量。

3、当流量较大时，宜考虑多台并联运行，并联的台数不宜超过 3 台。

4、多台泵并联运行时，应尽可能选择同型号的水泵。

5、选泵时注意考虑系统的静压对泵体的作用，注意水泵壳体和填料的承压能力以及轴向推力对密封环和轴封的影响。高层建筑水系统采用闭式循环时，系统的静压力大大超过系统克服沿程摩擦和局部阻力损失所需的压力，在选择水泵时应注明所承受的静压值，必要时由制造厂家做特殊处理。

9.1.2 循环水泵的选择

空调冷冻水系统中，常用单级单吸离心泵，它的结构形式有立式和卧式两种，立式比卧式占地面积少。水泵选择原则应以节能、低噪声、占地少、安全可靠、振动小、维修方便等因素综合考虑。选水泵时，水泵的实际运行条件应于泵的工作条件相符。通常冷水泵的台数与冷水机组相对应。

从冷水机组得出冷冻水流量为 $34 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

扬程按下式计算：

$$H_p = h_f + h_d + h_m \quad (9-1)$$

式中，

h_f 、 h_d ——水系统总的沿程阻力和局部阻力损失，Pa；

h_m ——设备阻力损失，Pa；

由于单台冷水机组的冷却水流量是 $34 \text{ m}^3/\text{h}$ ，考虑到扬程，故选用本设计选用广西博士通泵业有限责任公司生产的 VGG36-50 型离心式水泵两台，一用一备。性能参数如下表：

型号	流量	扬程	转速	效率	汽蚀余量	电机功率
	m^3/h	m	r/min	%	m	kw
VGG36-20	36	10	2900	61	2.0	7.5

9.2 膨胀水箱的选择

在开式系统中，不存在定压问题。而在闭式水系统中，因为必须保证系统管道及设备内充满水，因此，管道中任何一点的压力都应高于大气压力（否则将吸入空气），这就带来了水系统的定压问题。本设计采用膨胀水箱定压。

9.2.1 膨胀水箱水量的计算

膨胀水箱置于楼顶，可以实现系统的补水、膨胀的定压。

膨胀水箱的容积是由系统中水容量和最大的水温变化幅度决定，由下式

计算：

$$V_p = \alpha \Delta t V_s$$

式中，

V_p —膨胀水箱有效容积（即从信号管到溢流管之间高差内的容积）， m^3 ；

α —水的体积膨胀系数， $\alpha = 0.0006$ ， $L/^\circ C$ ；

Δt —最大的水温变化值， $^\circ C$ ，按冬季计算，取 $45-20=25^\circ C$ ；

V_s —系统内的水容量， m^3 ，即系统中管道和设备内总水量。

9.2.2 膨胀水箱的选型

由上面公式的 $V_p = 0.0006 \times 25 \times 114 = 1.71 m^3$

选用方型规格的膨胀水箱。参数为：公称容积 2.1；有效容积 $1.8m^3$ ；

长×宽×高=1500mm×1400×1000mm；溢流管 DN40；排水管 DN32；膨胀管 DN25；信号管 DN20；膨胀水箱装在屋面，水箱自重 245.9kg。

膨胀水箱上的接管有以下几种：

- （1）膨胀管将系统中水因温度升高而引起体积增加转入膨胀水箱；
- （2）溢流管用于排出水箱内超过规定水位的多余的水；
- （3）信号管用于监督水箱内的水位；
- （4）补给水管用于补充系统水量，有手动和自控两种方式；
- （5）循环管在水箱和膨胀管可能发生冻结时，用来使水正常循环；

9.3 系统的补水

补给水量通常按水容量的 0.5%~1%考虑，即 $0.7 m^3/h$ 。接在循环水泵的

吸水口附近的回水干管上，并尽可能靠近循环水泵的进口，以免泵吸入口内气体液化造成气蚀。

10 保温与防腐

10.1 保温

管道保温是节约能源的一个重要条件,是投资少收效高的一项有效措施。在空调管道及其附件表面敷设保温层,其主要目的在于减少媒质在输送过程中的无效损失,并使媒质维持一定的参数以满足用户需要。

保温材料的选择需要满足材料的导热系数要低,具有较高的耐热性,不腐蚀金属,材料密度小并具有一定的孔隙率,具有一定的机械强度,吸水率要低,易于施工,价格低廉。

在目前的空调工程中,常的保温材料有岩棉、玻璃棉、珍珠岩,聚氨酯、聚苯乙烯、聚乙烯及发泡橡胶几类。在实际工程中,玻璃棉、聚乙烯及发泡橡胶这三大类产品以防火性好,保温性高而被广泛应用。

本设计采用玻璃棉做为保温材料。

10.2 防 腐

防腐是杜绝工作中出现泄、冒、滴和保证设备连续运转,安全生产的重要手段之一。也是节约能耗的一项有力措施。空调通风系统使用的管道、风道和配件大都由金属材料制成,它们长期暴露在大气中,或暴露在有腐蚀性蒸汽、气体或可能溅出有腐蚀性液体的环境里,会经常受到各种腐蚀性气体的侵蚀而逐渐毁坏,特别是黑色金属腐蚀更为严重。为此必须因地制宜的根

据所处环境和腐蚀程度采取有效的防腐措施，才能延长系统使用年限。

通风系统的防腐措施应以防腐涂料、硬聚氯乙烯材料、玻璃钢或塑料复合刚板为主。在选用防腐措施时，因考虑到材料来源，现场加工条件及施工能力，经经济技术比较后确定。

防腐措施以防腐涂料为主，涂料保护一类为设备内壁使用涂料，以隔离设备内腐蚀介质，起到防腐蚀的作用；另一类为设备、管道外壁用涂料以隔离室内腐蚀介质或大气腐蚀，起到防止腐蚀和装饰作用。本设计根据具体施工实际兼用两者。

10.3 减振和消声

空调系统的减振和消声是空调设计中的重要一环，它对于减小振动和噪声，提高人们的舒适感和工作效率，延长建筑物的使用年限有着极其重要的意义。

10.3.1 减振

空调装置产生的振动，除了以噪声形式通过空气传播到空调房间，还可能通过建筑物的围护结构和基础进行传播。在振源和它的基础之间安装弹性构件，可以减轻振动力通过基础传出，被称作积极隔振。也可以在仪器和它的基础之间安装弹性构件来减轻外界振动对仪器的影响，被称作消极隔振。

在设计和选用隔振器时候，应注意以下几个问题：

(1) 当设备转速 $n > 1500 \text{r/min}$ 时，宜选用橡胶，软木等弹性材料块或橡胶隔振器；设备转速 $< 1500 \text{r/min}$ 时，宜用弹簧隔振器。

(2) 隔振器承受的荷载不应该超过允许工作荷载。

(3) 选择橡胶隔振器时，应考虑环境温度对隔振器压缩变形量的影响，计算压缩变形量宜按制造厂提供的极限压缩量的 $1/3 \sim 1/2$ 采用设备的旋转频率与橡胶隔振器垂直方向的自振频率之比大于或等于 3.0。橡胶隔振器应尽量避免太阳直接照射或者油类接触。

(4) 为了减少设备的振动通过管道的传递量，通风机和水泵的进出口宜通过隔振软管与管道连接。

10.3.2 消声

各类建筑的噪音允许标准见表 10-1：

表 10—1 各类建筑的噪声允许标准

类别	昼间	夜间
0	50	40
1	55	45
2	60	50
3	65	55
4	70	55

各类标准的适用区域：

1、0 类标准适用于疗养区、高级别墅区、高级宾馆区等特别需要安静的区域，位于城郊和乡村的这一类区域分别按严于 0 类标准 5dB 执行。

2、1 类标准适用于以居住、文教机关为主的区域。乡村居住环境可参照执行该类标准。

3、2 类标准适用于居住、商业、工业混杂区。

4、 3 类标准适用于工业区。

5、 4 类标准适用于城市中的道路交通干线道路两侧区域，穿越城区的内河航道两侧区域。穿越城区的铁路主、次干线两侧区域的背景噪声(指不通过列车时的噪声水平)限值也执行该类标准。

对于设有空调等建筑设备的现代建筑，都可能室外及室内两个方面受到噪声和振动源的影响。一般而言室外噪声源是经过维护结构穿透进入的，而建筑物内部的噪声、振动源主要是由于设置空调、给排水、电气设备后产生的，其中以空调制冷设备产生的噪声影响最大。包括其中的冷却塔、空调制冷机组、通风机、风管、风阀等产生的噪声。其中主要的噪声源是通风机。风机噪声是由于叶片驱动空气产生的紊流引起的宽频带气流噪声以及相应的旋转噪声所组成，后者由转数和叶片数确定其噪声频率。

噪声的控制方法主要有隔声、吸声和消声三种。本空调系统的噪声主要是风道系统中气流噪声和空调设备产生的噪声。隔声是减少噪声对其它室内干扰的方法。一个房间隔声效果的好坏取决于整个房间的隔墙、楼板及门窗的综合处理，所以，凡是管道穿过空调房间的围护结构其孔洞四周的缝隙必须用弹性材料填充严密。

10.4 结 论

本次设计到此告一段落，通过此次毕业设计，让我对大学本科四年所学知识有了一个更深刻更系统的理解和掌握。本次设计涉及到了大学这四年来所学的大部分专业知识，从负荷计算到空调系统确定，从空气处理到设备选

型，从水力计算到绘制图形，充分体现了我们对知识的掌握和运用能力。

本次设计为武汉龙头玛丽医院门诊楼空调系统设计，和其他的同类工程设计一样都是为人们创造一个舒适、健康的工作或生活环境。节能，环保，安全等符合国情的设计要求在本次设计中也有考虑。本次设计在老师辛勤的指导下，结合生产实习的所学所得，尽量使设计接近工程实际，在许多问题的考虑和解决上都追求实用性和客观性。

经过这么长时间的设计，我充分体验到了做工程设计时需要考虑到的方方面面的东西，遇到了很多以前没遇到过的问题，通过不断的学习，探讨，我终于圆满的满成了这个设计。当然，我在有些方面做的还是不够好，也许还有问题没有考虑到的，这可能会在设计中有所体现。

本次设计中我遇到了不少的问题，虽然都得到了解决但还是有很大的改进余地。对我个人而言，通过这次设计，使我的设计能力，专业理论知识能力，查阅参考资料能力，绘图能力以及自我学习能力等均有了质的提高。

参考文献

- [1] 陆亚俊主编.暖通空调.北京:中国建筑工程工业出版社.2002
- [2] 赵荣义主编.简明空调设计手册..北京:中国建筑工程工业出版社.1998
- [3] 潘云刚主编.高层民用建筑空调设计.北京:中国建筑工程工业出版社.1999
- [4] 陆耀庆主编.实用供热空调设计手册.北京:中国建筑工程工业出版社.1995
- [5] 孙一坚主编.简明通风设计手册.北京:中国建筑工程工业出版社.1997
- [6] 吴邦宁.主编元炜主审.中央空调设备选型手册.北京:中国建筑工程出版社.1999
- [7] 杨昌智等.暖通空调工程设计方法与系统分析.北京:中国建筑工程出版社 2001
- [8] 付祥钊等.流体输配管网.北京:建筑工程出版社.2001
- [9] 田长青等.空气调节用制冷技术.北京:中国建筑工程出版社.2004
- [10] 项端祈等.空调系统消声与隔振设计.北京:机械工业出版社.2005

附 录 1

参 数	面积 (m ²)	夏季总 冷负荷 最大时 刻(含 新风/ 全 热)(h)	夏季室内 冷负荷最 大时刻 (全 热)(h)	夏季总冷 负荷(含 新风/全 热)(W)	夏季室 内冷负 荷(全 热)(W)	夏季总湿 负荷(含新 风)(kg/h)	夏季室 内湿负 荷 (kg/h)	夏季新 风量 (m ³)	夏季 新风 冷负 荷(W)
101	157.5	13:00	13:00	25115	10702	18.123	4.41	1417.5	14414
102	42.86	0:00	0:00	4220	2703	1.774	0.233	257.2	1518
103	28.4	17:00	17:00	4515	2504	2.196	0.154	170.4	2011
104	71.06	18:00	18:00	5799	3283	2.941	0.386	852.7	2516
105	32.68	18:00	18:00	4048	2027	2.573	0.177	392.2	2021
106	34.65	18:00	18:00	2628	1401	1.434	0.188	415.8	1227
107	21.66	13:00	13:00	1850	1083	0.896	0.118	130	767
108	16.17	13:00	13:00	1519	947	0.669	0.088	194	573
109	40.43	13:00	13:00	3606	2174	1.673	0.22	485.2	1432
110	12.71	13:00	13:00	1628	1178	0.526	0.069	76.3	450
111	11.81	21:00	21:00	11194	10776	0.489	0.064	70.9	418
112	13.87	18:00	18:00	1324	833	0.574	0.075	83.2	491
113	42.82	17:00	17:00	4344	2828	1.772	0.233	513.8	1516
114	42.81	9:00	9:00	5879	4363	1.772	0.232	513.7	1516
115	13.88	9:00	9:00	1192	700	0.612	0.113	166.6	491
116	27.24	18:00	18:00	3026	2062	1.127	0.148	326.9	965
117	27.62	18:00	18:00	2345	1367	1.143	0.15	331.4	978
118	15.41	13:00	13:00	4017	1834	2.467	0.251	184.9	2183
119	15.41	13:00	13:00	3523	1340	2.467	0.251	184.9	2183
120	8.92	18:00	18:00	1319	687	0.738	0.097	53.5	632
121	7.12	0:00	0:00	454	202	0.295	0.039	42.7	252
122	16.35	18:00	18:00	1382	803	0.677	0.089	98.1	579
123	15.12	18:00	18:00	5420	1672	4.38	0.575	272.2	3748
201	19.26	0:00	0:00	2644	1453	1.516	0.105	231.1	1191
202	19.49	13:00	13:00	1737	1047	0.807	0.106	233.9	690
203	19.64	13:00	13:00	1747	1051	0.813	0.107	235.7	695
204	15.76	13:00	13:00	1513	955	0.652	0.086	189.1	558
205	21.76	9:00	9:00	2674	1903	0.9	0.118	261.1	771
206	26.58	17:00	17:00	2292	2292	0.144	0.144	319	0
207	90.2	18:00	18:00	6970	3776	3.733	0.49	1082.4	3194
208	10.4	13:00	13:00	1062	694	0.43	0.057	62.4	368

209	26.78	18:00	18:00	2095	1146	1.108	0.145	321.4	948
210	27.95	18:00	18:00	2167	1178	1.157	0.152	335.4	990
211	14.43	0:00	0:00	911	400	0.597	0.078	86.6	511
212	44.09	9:00	9:00	10314	4069	7.059	0.718	529.1	6245
213	27.12	9:00	9:00	6149	2308	4.342	0.442	325.4	3841
214	33.34	9:00	9:00	12168	3904	9.658	1.267	600.1	8264
215	44.09	9:00	9:00	5303	3742	1.825	0.239	529.1	1561
216	15.12	18:00	18:00	5407	1659	4.38	0.575	272.2	3748
217	58.56	18:00	18:00	4007	1934	2.423	0.318	351.4	2074
218	8.93	18:00	18:00	904	588	0.37	0.049	53.6	316
219	7.12	0:00	0:00	454	202	0.295	0.039	42.7	252
220	15.28	13:00	13:00	3462	1298	2.446	0.249	183.4	2164
221	15.28	13:00	13:00	1406	865	0.632	0.083	183.4	541
301	19.26	18:00	18:00	2256	1574	0.797	0.105	115.6	682
302	19.49	13:00	13:00	1686	996	0.807	0.106	116.9	690
303	24.4	13:00	13:00	2586	1722	1.01	0.133	146.4	864
304	24.4	13:00	13:00	2544	1680	1.01	0.133	146.4	864
305	24.4	13:00	13:00	2056	1192	1.01	0.133	292.8	864
306	10.21	0:00	0:00	890	528	0.422	0.055	81.7	362
307	13.51	13:00	13:00	1357	879	0.559	0.073	162.1	478
308	39.57	13:00	13:00	5425	2979	3.115	0.215	474.8	2447
309	5.23	21:00	21:00	531	359	0.198	0.028	15.7	172
310	26.58	17:00	17:00	3236	2295	1.1	0.144	319	941
311	34.02	18:00	18:00	2622	1417	1.408	0.185	408.2	1205
312	10.45	18:00	18:00	1000	655	0.396	0.057	31.3	344
313	32.74	18:00	18:00	4023	1999	2.577	0.178	392.9	2024
314	20.14	18:00	18:00	2049	1335	0.833	0.109	161.1	713
315	35.89	18:00	18:00	3402	2131	1.485	0.195	287.1	1271
316	7.49	18:00	18:00	950	684	0.31	0.041	44.9	265
317	44.42	9:00	9:00	10377	4086	7.112	0.724	533	6292
318	27.13	9:00	9:00	6443	2601	4.344	0.442	325.6	3843
319	33.34	9:00	9:00	12460	4196	9.658	1.267	600.1	8264
320	44.88	9:00	9:00	11567	5210	7.186	0.731	538.6	6357
321	15.41	13:00	13:00	3345	1163	2.467	0.251	184.9	2183
322	15.41	13:00	13:00	3484	1302	2.467	0.251	184.9	2183
323	15.12	18:00	18:00	5413	1665	4.38	0.575	272.2	3748
324	15.12	18:00	18:00	1291	755	0.626	0.082	90.7	535
325	8.93	18:00	18:00	904	587	0.37	0.049	53.6	316
326	7.12	0:00	0:00	454	202	0.295	0.039	42.7	252
401	40.19	17:00	17:00	4087	2664	1.663	0.218	482.3	1423
402	21.15	13:00	13:00	1847	1098	0.875	0.115	253.8	749
403	20	13:00	13:00	2172	1464	0.828	0.109	160	708

404	19.11	0:00	0:00	1263	586	0.791	0.104	229.3	677
405	16.13	0:00	0:00	1382	811	0.668	0.088	129	571
406	19.17	0:00	0:00	2159	974	1.509	0.104	230	1185
407	22.08	13:00	13:00	2004	1223	0.914	0.12	132.5	782
408	23.56	17:00	17:00	2928	2093	0.975	0.128	141.4	834
409	17.64	18:00	18:00	1552	928	0.73	0.096	211.7	625
410	26.16	18:00	18:00	1987	1061	1.083	0.142	157	926
411	23.39	18:00	18:00	2342	1514	0.968	0.127	187.1	828
412	35.61	18:00	18:00	4333	2131	2.803	0.193	427.3	2202
413	44.13	18:00	18:00	3642	2079	1.826	0.24	529.6	1563
414	27.16	9:00	9:00	2749	1788	1.124	0.147	325.9	962
415	33.43	9:00	9:00	12188	3901	9.684	1.27	601.7	8286
416	44.13	9:00	9:00	5251	3688	1.826	0.24	529.6	1563
417	15.41	13:00	13:00	1362	817	0.638	0.084	184.9	546
418	15.41	13:00	13:00	3425	1243	2.467	0.251	184.9	2183
419	8.96	18:00	18:00	870	553	0.371	0.049	53.8	317
420	7.12	0:00	0:00	454	202	0.295	0.039	42.7	252
421	16.35	18:00	18:00	1332	753	0.677	0.089	98.1	579
422	16.35	18:00	18:00	5790	1737	4.736	0.621	294.3	4053

附 录 2

英译汉英文原文：

外文资料译文

Influence of different outdoor design conditions on design cooling load and design capacities of air conditioning equipments

Mehmet Azmi Aktacir ^{a,*}, Orhan Büyükalaca ^b, Hüsamettin Bulut ^a, Tuncay Yılmaz ^b

^a *Harran University, Department of Mechanical Engineering, Osmanbey Campus, Şanlıurfa, Turkey*

^b *Çukurova University, Department of Mechanical Engineering, Adana, Turkey*

Received 14 March 2007; accepted 30 October 2007

Abstract

Outdoor design conditions are important parameters for energy efficiency of buildings. The result of incorrect selection of outdoor design conditions can be dramatic in view of comfort and energy consumption. In this study, the influence of different outdoor design conditions on air conditioning systems is investigated. For this purpose, cooling loads and capacities of air conditioning equipments for a sample building located in Adana, Turkey are calculated using different outdoor design conditions recommended by ASHRAE, the current design data used in Turkey and the daily maximum dry and wet bulb temperatures of July 21st, which is generally accepted as the design day. The cooling coil capacities obtained from the different outdoor design conditions considered in this study are compared with each other. The cost analysis of air conditioning systems is also performed. It is seen that the selection of outdoor design conditions is a very critical step in calculation of the building cooling loads and design capacities of air conditioning equipments.
© 2007 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Keywords: Weather design data; HVAC system; Cooling load; Cost analysis

1. Introduction

Local climatic conditions are important parameters for the energy efficiency of buildings. Because the energy consumption in buildings depends on climatic conditions and the performance of heating ventilating and air conditioning (HVAC) systems changes with them as well, better design in building HVAC applications that take account of the right climatic conditions will result in better comfort and more energy efficient buildings.

Outdoor design conditions are weather data information for design purposes showing the characteristic features of the climate at a particular location. They affect building loads and economical design. The result of incorrect selection of outdoor conditions can be dramatic in view of energy and comfort. If some very conservative, extreme

conditions are taken, uneconomic design and over sizing may result. If design loads are underestimated, equipment and system operation will be affected. However, selecting the correct type of weather data is a difficult problem. To overcome the problem, Yoshida and Terai [1] constructed an autoregressive moving average (ARMA) type weather model by applying a system identification technique to the original weather data. Li et al. [2] studied climatic effects on cooling load determination in subtropical regions. They found that the outdoor climatic conditions developed for cooling load estimations are less stringent than the current outdoor design data and approaches adopted by local architectural and engineering practices. Zogou and Stamatielos [3] provided a comparative discussion on the effect of climatic conditions on the design optimization of heat pump systems and showed that climatic conditions significantly affect the performance of heat pump systems, which should lead to markedly different strategies for domestic heating and cooling, if an optimization is sought on sustainability grounds. Lam [4] studied

* Corresponding author. Tel.: +90 414 344 00 20; fax: +90 414 344 00 31.

E-mail address: aktacir@harran.edu.tr (M.A. Aktacir).

climatic influences on the energy performance of air conditioned buildings and found that the predictions of annual cooling loads, peak cooling loads and annual electricity consumption differ by up to about 14%. Bulut et al. [5,6] determined new cooling and heating design data for Turkey. They used the current outdoor design data locally used and the new data presented in their studies [5,6] in order to evaluate the influence of the weather data set on the heating and cooling load. They found up to 25% and 32% differences between the cases considered for cooling and heating loads, respectively.

Outdoor design conditions corresponding to different frequency levels of probability for several locations in the United States and around the world are developed by the American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE) [7]. Weather data includes design values of dry bulb temperature with mean coincident wet bulb temperature, design wet bulb temperature with mean coincident dry bulb temperature and design dew point temperature with mean coincident dry bulb temperature and corresponding humidity ratio. These design data are the outdoor conditions that are exceeded during a specified percentage of time. Warm season temperature and humidity conditions correspond to annual percentile values of 0.4, 1.0 and 2.0. Cold-season conditions are based on annual percentiles of 99.6 and 99.0. The 0.4%, 1.0% and 2.0% annual values of occurrence represent the value that occurs or is exceeded for a total of 35 h, 88 h and 175 h, respectively, on average, every year, over the period of record. The selection of frequency as risk level in design conditions depends on the applications. Representing the climatic design data for several frequencies of occurrence will also enable designers to consider various operational peak conditions.

The main goal of this study is to investigate the influence of the outdoor design conditions selected during sizing of on air conditioning system. The analysis consists of three main steps. In the first step, the total cooling loads of a sample building are calculated utilizing different outdoor design conditions such as the data given by ASHRAE [7] and the current design data used by project engineers in Turkey [8]. In the second step, design capacities of the all air central air conditioning equipments selected for the sample building are determined for the various outdoor design conditions considered in the study. Finally, cost analysis of the air conditioning system is performed for the cooling season.

2. Description of the sample building

A high school building was selected in order to conduct the analysis. The sample building is located in Adana, Turkey ($36^{\circ}59'$ latitude, $35^{\circ}18'$ longitude and 20 m altitude). Adana, an agricultural and industrial centre and the nation's fifth largest city, is near the Mediterranean Sea. It is hot and humid in the cooling season. The sample building has three almost identical floors. Fig. 1 shows the architectural plan of the first floor. The gross area of the building is 1628 m^2 , and the outside surfaces of the walls are light colored. The long sides of the building face north and south. The sample building is used as a high school and is occupied between 08:00 and 17:00 h. The high school has 224 students, 15 teachers, 4 officers and 3 laborers. The building has 14 classrooms, 3 laboratories, 5 offices, 1 library, 1 computer room and 3 corridors. The building complies with the insulation requirement imposed by Turkish Standard-TS 825, "Thermal Insulation in

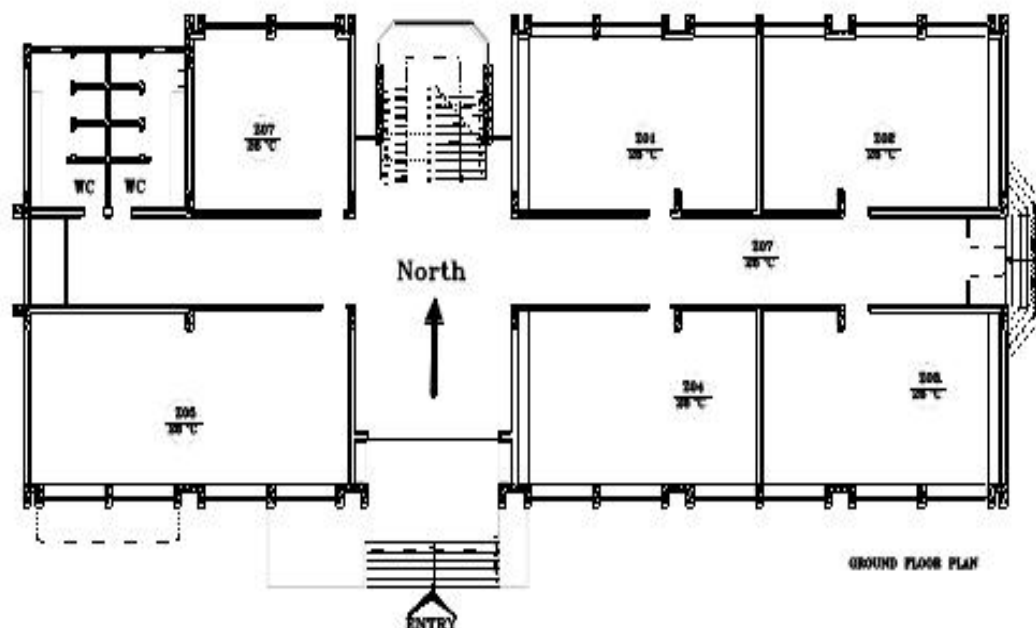


Fig. 1. Architectural plan of the sample building.

Table 1
Overall heat transfer coefficients (U) of the sample building envelope

	Wall	Roof	Floor	Window
U ($W/m^2 K$)	0.783	0.508	0.757	2.8

Buildings" [9]. Table 1 shows the overall heat transfer coefficients of the high school envelope.

3. Outdoor design conditions

In the analysis, the various outdoor design condition data sets of Adana were used. Details of the data sets are given in Table 2. As shown in the table; there are five data sets. The first data set is the current outdoor design conditions (CURRENT) [8] used by project engineers in Turkey. The second and third data sets are outdoor design conditions for cooling (ASHRAE_04, ASHRAE_1, ASHRAE_2) and evaporation systems recommended by ASHRAE [7] at the 0.4%, 1% and 2% frequency levels (ASHRAE_EVAP_04, ASHRAE_EVAP_1, ASHRAE_EVAP_2), respectively. The fourth data set is the maximum dry bulb and wet bulb tem-

peratures, which are given by ASHRAE [7] at the 0.4%, 1% and 2% frequency levels (ASHRAE_MAX_04, ASHRAE_MAX_1, ASHRAE_MAX_2), respectively. The last data set is the daily maximum dry and wet bulb temperatures of July 21st (DAILY MAX) as design day data, which are calculated from the meteorological data obtained from the Turkish State Meteorological Service (Turkish initials 'DMİ').

4. Air conditioning system

The sample building is conditioned by an all air conditioning system with constant air volume (CAV). The system commonly consists of an air handling unit (AHU), air cooled chiller system, supply and return fans, duct and control units. Fig. 2 is a schematic of an all air central air conditioning system showing typical operating conditions. The returned room air (state R) is mixed with the required outdoor air (state O) at the air handling unit. The mixed air (state M) passes through the cooling coil. The outdoor air is usually warmer and more humid than the return air under typical operation conditions. Therefore, the cooling process

Table 2
Various outdoor design conditions for Adana, Turkey

No.	Description of the data set	Name of the data set	Risk level (%)	DB ($^{\circ}C$)	WB ($^{\circ}C$)
1	Current design (DBmax-WBmax)	CURRENT	-	38.0	26.0
2	ASHRAE-cooling (DB-CWB)	ASHRAE_04	0.4	36.1	21.6
		ASHRAE_1	1	34.6	21.8
		ASHRAE_2	2	33.2	22.3
3	ASHRAE-evaporation (WB-CDB)	ASHRAE_EVAP_04	0.4	31.7	26.0
		ASHRAE_EVAP_1	1	30.5	25.4
		ASHRAE_EVAP_2	2	29.9	24.9
4	ASHRAE-max (DBmax-WBmax)	ASHRAE_MAX_04	0.4	36.1	26.0
		ASHRAE_MAX_1	1	34.6	25.4
		ASHRAE_MAX_2	2	33.2	24.9
5	Daily-max (DBmax-WBmax)	DAILY MAX	-	35.2	24.1

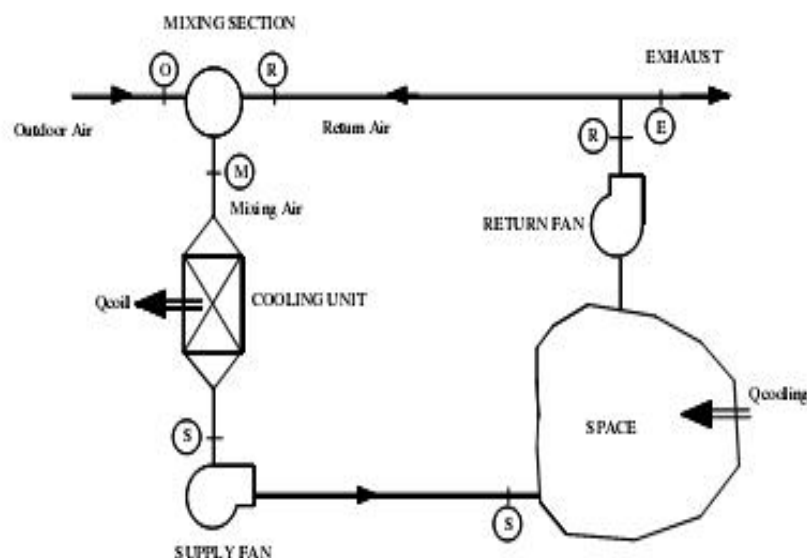


Fig. 2. Schematic of air movement of an all air conditioning system.

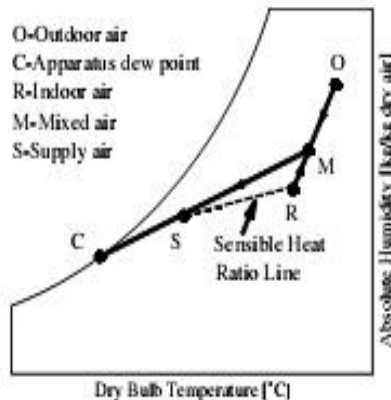


Fig. 3. State points of air during processing for summer operation of air conditioning system on psychrometric chart.

generally involves both cooling and dehumidification, with the conditioned air leaving the cooling coil at state (S). The cooled and dehumidified air leaving the coil at state (S) is then supplied to the conditioned space at constant air volume, which is at state (R), to complete the cycle. Fig. 3 shows the state points of air during the process for summer operation of the air conditioning system on a psychrometric chart.

5. Calculation of cooling load

To design and select elements of a HVAC system, it is very important to determine the heating and cooling loads of the building. Weather data are very important to compute the loads accurately. However, selection of the most

appropriate weather data set can be a difficult problem. Conventional load calculation methods are divided into two classes, i.e. peak load estimation and annual load simulation. Diurnally periodic weather data are used for peak load estimation, but the correlation of weather elements, i.e. temperature, solar radiation, moisture contents, etc. can hardly be taken into account. Reference year weather data are used for annual load simulation, but the results can only give the seasonal summed load, no information being obtained for the detailed load variations owing to the shortness of the data period [1].

The total cooling load of a building consists of the external loads through the building envelope and internal loads from people, lights, appliances and other heat sources. To design and select a properly sized HVAC system, the peak or maximum load for each zone must be computed for a design day based on the required indoor and prevailing outdoor design conditions.

In this study, the indoor design conditions of the building were chosen as 50% relative humidity and 26 °C dry bulb temperature. The radiant time series method (RTS) was used for calculation of the cooling load. The RTS method, introduced by Spitler et al. [10] and the 2001 ASHRAE Handbook, Fundamentals [7], is a new simplified means for performing design cooling load calculations, and it was derived from the "heat balance method".

The total and the components of the cooling load and sensible heat ratio (SHR) of the sample building calculated using the current outdoor design data (Table 2) are given in Table 3 for different hours of the day. It can be seen from the table that the maximum total cooling load of the building

Table 3
Cooling loads and SHR for CURRENT data set

Time	Parts of the cooling load (W)			Total cooling load (W)			SHR
	External surface	Fenestration	Internal source	Sensible	Latent	Total	
01:00	7603	7356	4193	19,151	0	19,151	1.00
02:00	6488	6379	3885	16,753	0	16,753	1.00
03:00	5496	5415	3577	14,487	0	14,487	1.00
04:00	4600	4643	3299	12,541	0	12,541	1.00
05:00	3805	5148	3020	11,973	0	11,973	1.00
06:00	3156	15,469	3020	21,645	0	21,645	1.00
07:00	3177	21,635	2712	27,524	0	27,524	1.00
08:00	4498	26,535	46,056	62,354	14,735	77,089	0.81
09:00	6888	32,806	50,675	75,634	14,735	90,368	0.84
10:00	9836	39,660	53,446	88,208	14,735	102,942	0.86
11:00	12,926	45,601	55,293	99,086	14,735	113,820	0.87
12:00	15,850	49,601	56,525	107,241	14,735	121,976	0.88
13:00	18,383	50,906	57,449	112,003	14,735	126,738	0.88
14:00	20,349	49,099	58,064	112,778	14,735	127,513	0.88
15:00	21,693	44,505	58,710	110,173	14,735	124,907	0.88
16:00	22,325	39,252	56,028	102,871	14,735	117,605	0.87
17:00	22,132	35,331	56,173	98,902	14,735	113,636	0.87
18:00	21,098	28,935	15,861	65,894	0	65,894	1.00
19:00	19,212	20,204	11,815	51,231	0	51,231	1.00
20:00	16,718	16,400	9192	42,309	0	42,309	1.00
21:00	14,210	13,704	7432	35,347	0	35,347	1.00
22:00	12,095	11,658	6260	30,013	0	30,013	1.00
23:00	10,365	9943	5366	25,674	0	25,674	1.00
24:00	8882	7644	5107	20,285	0	20,285	1.00

(127.51 kW) occurs at 14:00. While 39% of the total cooling load is due to windows, 16% stems from the external surfaces and the remaining portion is from internal heat sources.

Hourly cooling loads of the sample building were also calculated using different outdoor design data sets (Fig. 4). It can be seen from the figure that the cooling load is affected considerably by the selected weather data set, although the trends are the same. The maximum cooling load is obtained with the data set of CURRENT. It was followed by the data sets recommended by ASHRAE for cooling and evaporation systems, respectively. The DAILY MAX and ASHRAE_1 data sets produce almost the same results.

The maximum design cooling loads and sensible heat ratios (SHR) calculated for all the outdoor design conditions considered are given in Table 4. As can be seen from the table, the maximum design cooling load (127.51 kW) is obtained with the CURRENT data set. Table 4 also shows the ratio of the design cooling load to the design cooling load obtained from the CURRENT data set. The design cooling load with ASHRAE_04, ASHRAE_1, ASHRAE_2, ASHRAE_EVAP_04, ASHRAE_EVAP_1 and ASHRAE_EVAP_2 is 2%, 4%, 7%, 9%, 11% and 12% less than the load with the CURRENT data set, respectively. In the case of the DAILY MAX data set, the design load is found to be 4% less than that for the CURRENT data

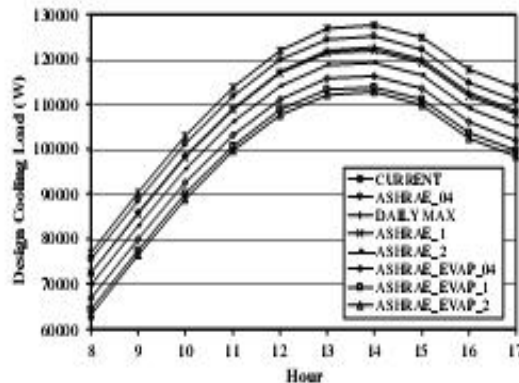


Fig. 4. Total design cooling load for all design data sets.

Table 4
Total design cooling load, SHR and cooling load ratio for different data sets

Data set	Q_{room} (kW)	SHR	Cooling load ratio
CURRENT	127.51	0.88	1.00
ASHRAE_04	124.95	0.88	0.98
ASHRAE_1	121.98	0.88	0.96
ASHRAE_2	119.20	0.88	0.93
ASHRAE_EVAP_04	116.23	0.87	0.91
ASHRAE_EVAP_1	113.85	0.87	0.89
ASHRAE_EVAP_2	112.66	0.87	0.88
ASHRAE_MAX_04	124.95	0.88	0.98
ASHRAE_MAX_1	121.98	0.88	0.96
ASHRAE_MAX_2	119.20	0.88	0.93
DAILY MAX	122.51	0.88	0.96

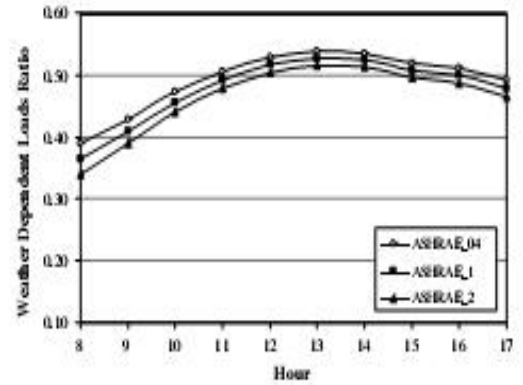


Fig. 5. Ratio of weather dependent loads to the total cooling load for ASHRAE data sets.

set. SHR is almost independent of the data sets used, and it is about 0.88 for all the sets (Table 4).

The variation of the ratio of the weather dependent component of the total cooling load to the total cooling load during the occupation period is shown in Fig. 5. As can be seen from the figure, the weather dependent components constitute approximately 50% of the total load.

6. Calculation of design capacities of air conditioning equipments using different outdoor design conditions

The maximum (design) cooling coil capacity ($Q_{coil,max}$) and the maximum (design) supply air flow rate (M_{sot}) for the sample building were calculated using the maximum building cooling load (Q_{room}) and sensible heat ratio (SHR) given above, the minimum fresh air ventilation requirement (M_{out}), the indoor and outdoor design conditions and the fixed supply air temperature as input parameters. Because of an iterative approach requirement in the calculation procedure, a computer program was written [11] for the calculations.

In the calculations, the temperature of the air supplied to the air conditioned space was selected to be 16 °C. According to the ASHRAE Standard 62 [12] ventilation rate procedure, the minimum fresh air ventilation requirement for the sample building (M_{out}) was determined to be 7000 m³/h.

Table 5 gives the design cooling coil capacity ($Q_{coil,max}$), total and fresh air mass flow rates (M_{sot} and M_{out}) and mixing ratio ($\phi = M_{out}/M_{sot}$) for all the outdoor design conditions considered in this study. It is seen from the table that the design cooling coil capacity (184.05 kW) and the total mass flow rate (39525 kg/h) required are maximum with CURRENT data set. Table 5 also presents the ratio of the design coil capacity to the maximum design coil capacity, which is obtained with the CURRENT data set (coil capacity ratio), and the ratio of the total mass flow rate to the maximum total mass flow rate, which is again obtained with the CURRENT data set (fan capacity ratio), for all the outdoor design conditions considered. It can be

Table 5
Design cooling coil capacity and other properties for different data sets for supply air temperature of 16 °C

Name of the data set	$Q_{cool,max}$ (kW)	Coil capacity ratio	M_{out} (kg/h)	Fan capacity ratio	M_{out} (kg/h)	ϕ (%)
CURRENT	184.05	1.00	39,525	1.00	7739	20.0
ASHRAE_04	145.9	0.79	38,720	0.98	7863	20.3
ASHRAE_1	145.2	0.79	37,798	0.96	7888	20.9
ASHRAE_2	146.1	0.79	36,938	0.93	7909	21.4
ASHRAE_EVAP_04	176.5	0.96	35,615	0.90	7866	22.1
ASHRAE_EVAP_1	168.9	0.92	34,886	0.88	7903	22.7
ASHRAE_EVAP_2	163.1	0.89	34,521	0.87	7926	23.0
ASHRAE_MAX_04	183.9	0.99	38,720	0.98	7777	20.1
ASHRAE_MAX_1	175.7	0.95	37,798	0.96	7820	20.7
ASHRAE_MAX_2	168.9	0.92	36,938	0.93	7858	21.3
DAILY MAX	164.7	0.89	37,964	0.96	7834	20.6

seen from Table 5 that the ASHRAE data sets (ASHRAE_04, ASHRAE_1 and ASHRAE_2) used for cooling applications produce the minimum design cooling coil capacities. For these data sets, the design cooling coil capacities are approximately 21% less than that of the CURRENT data set. In the case of the DAILY MAX data set, which is obtained from the daily maximum dry and wet bulb temperatures of July 21, the design coil capacity is 11% lower than that obtained from the CURRENT data set. It is noteworthy that one of the results given in Table 5 is that the design coil capacity obtained with the maximum dry bulb and wet bulb temperature selected from ASHRAE design conditions for the 0.4 risk level (ASHRAE_MAX_04) is approximately equal to the design coil capacity obtained for the CURRENT data set. This shows that the current design conditions used in Turkey (CURRENT) were possibly derived from the maximum dry bulb and wet bulb temperatures. In addition, when the data sets are compared, considering maximum (design) supply air flow rate (M_{out}), the highest mass flow rate is again obtained with the CURRENT data set. Therefore, it can be concluded that the current outdoor design conditions used in Turkey for design and selection of air conditioning systems are generally stringent. The HVAC equipment designs are oversized and consequently uneconomic. Both the initial and operating costs of the air conditioning system increase because of over sizing the system.

7. Cost analysis of the air conditioning system

In this part of the study, the cost analysis of the all air central air conditioning system is conducted for the CURRENT, ASHRAE_04, ASHRAE_1 and ASHRAE_2 data sets. The results obtained for the CURRENT data set are only compared with the ASHRAE_04, ASHRAE_1 and ASHRAE_2 data sets due to their lower design cooling coil capacity compared with those of the other data sets.

The air handling unit (AHU) and chiller system were selected from the products of a local HVAC equipment supplier. The AHU contains fans, cooling coil, filter, mixing and exhaust air elements. The total mass flow rate of the AHU for all the data sets is 40,000 kg/h. The supply

and return fans in the AHU provide air and have 15 kW and 12.5 kW power requirements, respectively. For the air conditioning system, the mass flow rate is constant throughout the operation of the system, therefore, even for part load conditions, the fans require maximum power.

For the CURRENT design data set, the net cooling capacity of the chiller system under nominal operating conditions (38 °C condenser air inlet temperature, 10 °C evaporator inlet and 6 °C outlet temperature) is 185 kW and the power requirement of the unit is 80 kW. The compressor in the chiller unit is controlled by a five stepped proportional control system for part load operations.

It is clearly known that the compressor in the chiller unit usually operates at part load under real operating conditions because of the varying cooling load. Whenever the operating load is less than the design load, the capacity of the compressor in the chiller unit should be reduced by the five stepped proportional controller for saving energy.

In cases of ASHRAE_04, ASHRAE_1 and ASHRAE_2, the net cooling capacity of the chiller system under nominal operating conditions is 146 kW, and the power required is 66 kW. The compressor in the chiller unit has a four stepped proportional control for part load operation.

The operating cost of the air conditioning systems consists of the electricity consumptions in the fans and the chiller unit. The cooling period for Adana covers 184 days between April 15 and September 15. The daily operating time of the central air conditioning system is 9 h (from 8:00 to 17:00). The electric price is 0.10 \$/kW h.

In this study, the procedure given by Aktacir et al. [13] is used to calculate the seasonal operating cost of the air conditioning systems. Firstly, the hourly cooling coil capacity (Q_{cool}) for the 21st day of each month during the cooling season was computed using the hourly cooling loads. Calculation of the hourly cooling loads requires hourly outside air data. Hourly values of weather data were calculated using a weather data model given by Bulut et al. [14]

The coil capacity for days other than the 21st day of each month was not calculated. Therefore, the results obtained for the 21st day of each month were integrated

on an hourly basis by the Simpson integral method and seasonal average values of the hourly coil capacity ($Q_{coil,av}$) were obtained.

Secondly, the variation of the coefficient of performance (COP) of the chiller unit with outside air temperature and the variation of COP with part load ratio were considered. The part load ratio (PLR) was defined as

$$PLR = Q_{coil} / Q_{coil,full} \quad (1)$$

where Q_{coil} is the hourly cooling demand on the chiller, which is approximately equal to the hourly coil load (Q_{coil}), and $Q_{coil,full}$ is the full cooling capacity of the chiller. The automatic control system of the chiller unit will select a suitable operating step for the compressor depending on the value of PLR.

Using the data provided by the manufacturer and the hourly outside air temperature, hourly values of cooling capacity (Q_{coil}) and power required ($P_{chiller}$) of the chiller at full load and at part load (for each of the five steps of the chiller) were obtained for the 21st day of each month during the cooling season. Seasonal average hourly values of Q_{coil} and $P_{chiller}$ ($Q_{coil,av}$ and $P_{chiller,av}$) were then calculated utilizing the Simpson integral method. Using the seasonal average hourly values of coil load ($Q_{coil,av}$) obtained previ-

ously and the chiller capacity at full load ($Q_{coil,full}$) and the seasonal average hourly part load ratio (PLR_{av}), the seasonal average hourly operating steps of the compressor (ST_{av}) were determined.

Finally, from the corresponding part load $Q_{coil,av}$, $P_{chiller,av}$ and operating times, it was possible to calculate the seasonal energy consumption and, then, the operating cost of the chiller unit.

Tables 6 and 7 give the seasonal average operating cost of the chiller and the fans selected for the data sets CURRENT and ASHRAE_04, ASHRAE_1 and ASHRAE_2, respectively. The seasonal average hourly part load ratio (PLR_{av}), seasonal average hourly operating step (ST_{av}), seasonal average hourly power requirement ($P_{chiller,av}$) and seasonal average hourly electric energy consumption are also given in the tables. The compressor in the chiller unit usually operates at part load under real operating conditions because of the varying cooling load. It can be seen from Table 6 that the chiller system selected according to the CURRENT data set operates 1 h at step 2 (25–50%), 4 h at step 3 (50–75%) and 4 h at step 4 (75–100%). In the cases of ASHRAE_04, ASHRAE_1 and ASHRAE_2 data sets, (Table 7), the chiller system operates 1 h at step 2 (20–40%), 4 h at step 3 (40–60%) and 5 h at step 4 (60–80%).

Table 6
Seasonal average operating cost of the selected chiller and fans for CURRENT data set

Device	Operating time	Part load ratio, PLR _{av}	Operating step, ST _{av}	Power required, $P_{chiller,av}$ (kW)	Electric consumption (kW h/year)	Operating cost (\$/year)
Chiller	08:00–09:00	0.37	2	24.58	4523	452
	09:00–10:00	0.45	3	37.00	6808	681
	10:00–11:00	0.52	3	38.12	7014	701
	11:00–12:00	0.59	3	39.13	7200	720
	12:00–13:00	0.64	4	54.49	10,026	1,003
	13:00–14:00	0.67	4	55.34	10,183	1,018
	14:00–15:00	0.67	4	55.81	10,269	1,027
	15:00–16:00	0.65	4	55.65	10,240	1,024
	16:00–17:00	0.61	4	54.83	10,089	1,009
	Total operating cost of the chiller (\$/year)					7,635
Fans	08:00–17:00	1	–	27.5	45540	4,554
	Total operating cost of the fans (\$/year)					4,554

Table 7
Seasonal average operating cost of the selected chiller and fans for the data sets ASHRAE_04, ASHRAE_1 and ASHRAE_2

Device	Operating Time	Part load ratio, PLR _{av}	Operating step, ST _{av}	Power required, $P_{chiller,av}$ (kW)	Electric consumption (kW h/year)	Operating cost (\$/year)
Chiller	08:00–09:00	0.45	2	23.81	4381	438
	09:00–10:00	0.55	3	38.61	7104	710
	10:00–11:00	0.65	3	39.79	7322	732
	11:00–12:00	0.72	3	40.97	7538	754
	12:00–13:00	0.78	4	57.24	10,532	1,053
	13:00–14:00	0.82	4	57.97	10,667	1,067
	14:00–15:00	0.83	4	58.35	10,736	1,074
	15:00–16:00	0.80	4	58.28	10,723	1,072
	16:00–17:00	0.75	3	42.15	7755	775
	Total operating cost of the chiller (\$/year)					7,676
Fans	08:00–17:00	1	–	27.5	45,540	4,554
	Total operating cost of the fans (\$/year)					4,554

Table 8
Initial and yearly operating cost of the selected air conditioning system

Cost	Current (\$)	ASHRAE for all risk level (\$)
Initial	94,635	87,850
Yearly total operating for proportional control	12,189	12,230
Yearly total operating for on-off control	13,630	13,009

Consequently, the chiller system never operates at full load during the whole cooling season.

The initial and total operating costs of the air conditioning system are presented in Table 8. When the system is designed according to the ASHRAE data sets, the initial cost is about 8% less than that when designed according to the CURRENT data set. However, there is almost no difference between the operating costs of the air conditioning system with proportional control for all the data sets considered. This is due to the fact that the compressor in the chiller unit of the air conditioning system is adjusted by a stepped proportional control for part loads. However, if a chiller unit with on-off type load control is selected instead of the proportionally controlled one, the operating cost for the ASHRAE data sets is approximately 5% less than that for the CURRENT data set.

When the control systems are compared for the same design data, it is seen that the operating costs of the on-off control type are approximately 12% greater for the CURRENT data set and 6% greater for the ASHRAE data sets than that of the proportional control type. In the calculation of operating cost for the on-off control, it is assumed that the maximum starting current is five times higher than the nominal current.

8. Conclusion

In this study, the influence of different outdoor design conditions on cooling loads and air conditioning system is investigated. It is found that a significant part of the cooling load depends on outdoor weather conditions. For the sample building located in Adana, Turkey, approximately half of the cooling load originates from the building envelope, which is weather dependent.

The findings indicate that the current outdoor design conditions used in Turkey for design and selection of air conditioning systems are generally stringent. The HVAC equipments designed are oversized and consequently uneconomic. Both the initial and operating costs of the

air conditioning system increase because of over sizing the system.

It seen that the control system of the chiller unit, which is the main component of a HVAC system, is of great importance for energy saving. Under real operating conditions, the HVAC system operates at part load. Therefore, equipments that have a high efficiency at part loads should be selected. Engineers and building designers should select and assess the appropriate outdoor design conditions in order to achieve optimum air conditioning equipment sizing according to their applications and acceptable risk levels. Designers and engineers should also consider additional operational peak conditions in the design and selection steps of the HVAC system.

References

- [1] Yoshida H, Terai T. An ARMA type weather model for air-conditioning, heating and cooling load calculation. *Energ Buildings* 1991;16(1-2):625-34.
- [2] Li DHW, Wong SL, Lam JC. Climatic effects on cooling load determination in subtropical regions. *Energ Convers Manage* 2003;44:1831-43.
- [3] Zogou O, Samatekos A. Effect of climatic conditions on the design optimization of heat pump systems for space heating and cooling. *Energ Convers Manage* 1998;39(7):609-22.
- [4] Lam JC. Climatic influences on the energy performance of air conditioned buildings. *Energ Convers Manage* 1999;40:39-49.
- [5] Bulut H, Bilyikcalaca O, Yilmaz T. New outdoor cooling design data for Turkey. *Energy* 2002;27(10):923-46.
- [6] Bulut H, Bilyikcalaca O, Yilmaz T. New outdoor heating design data for Turkey. *Energy* 2003;28(12):1133-50.
- [7] ASHRAE handbook-fundamentals. Atlanta (GA): American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc; 2001.
- [8] Önen E. Ventilation and air-conditioning. Technical publication no 9. Ankara: Press of Prime Ministry, Turkish Ministry of Reconstruction and Settlement; 1985 [in Turkish].
- [9] TS 825, Thermal insulation in buildings. Turkish Institute of Standards, Ankara; 1998 [in Turkish].
- [10] Spider JD, Fisher DE, Pedersen CO. The radiant time-series cooling-load calculation procedure. *ASHRAE Trans* 1997;103(2):503-15.
- [11] Aktacir MA. PhD thesis. Influence of outdoor air conditions on operating capacity of air conditioning systems. Çukurova University Institute of Natural and Applied Sciences; Adana; 2005.
- [12] ANSI/ASHRAE Standard 62. Ventilation for acceptable air-quality. Atlanta (GA): American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc; 1989.
- [13] Aktacir MA, Bilyikcalaca O, Yilmaz T. Life-cycle cost analysis for constant-air-volume and variable-air-volume air-conditioning systems. *Appl Energ* 2006;83:606-27.
- [14] Bulut H, Bilyikcalaca O, Yilmaz T. New models for simulating daily minimum, daily maximum and hourly outdoor temperatures. In: Proceedings of the first international energy, energy and environment symposium (IEEES-1), 499-504, Izmir, Turkey, 2003.

中文翻译:

不同的室外设计条件对空调设备制冷性能和设计冷负荷的影响

Mehmet Azmi Aktacira, Orhan Bu yu kalaca b,Hu samettin Buluta, Tuncay

Yilmaz

Harran 大学机械工程学院, Osmanbey 大学, Sanliurfa, 土耳其 Cukurova 大学机械工程学院, 阿达纳, 土耳其

收录于 2007 年 3 月 14 日, 采录于 2007 年 10 月 30 日。

摘 要

室外设计条件是建筑物的能源效率重要的参数。不正确选择户外设计条件的结果是产生可预见的舒适性降低和能源的消耗。在这项研究中, 对空调系统中的不同的户外设计条件的影响进行调查。为此, 冷负荷和空调设备制冷量一样的建筑, 在分别位于阿达纳, 土耳其计算时, 应采用不同的户外 ASHRAE 推荐的设计条件, 目前, 在土耳其使用的设计数据是每日最高干湿球温度的 7 月 21 日, 这是大家普遍认同的作为设计日。冷却盘管的能力, 从不同的户外设计条件产生的冷却盘管的能力被考虑在这项研究中, 进行互相比较。空调系统的成本分析也要被确定。很明显选择室外设计条件是一个很关键的一步, 在计算建筑冷负荷和设计空调设备的制冷能力方面。

2007 年 Elsevier 有限公司保留所有权利。

关键词: 天气设计数据, 暖通空调系统, 冷负荷, 成本分析

1. 引言

当地的气候条件是建筑物能源效率的重要参数。因为建筑物中的能源消耗和建筑物系统的能效变化一样, 取决于当地的气候条件。在暖通空调系统应用中, 气候条件好的设计会提高舒适度和增加建筑物的能效。

气象资料信息的室外设计条件是设计的宗旨, 它显示了某一特定地点在

它气候里的特点。它影响着建筑物负荷和经济性设计。不正确的选择室外条件会导致产生不好的精神和舒适性。如果一些非常保守的，极端的情况采取了，会产生不经济的设计和超出规定规格。如果负荷被低估了，设备和系统操作会受到影响。为了克服这个问题，Yoshida 和 Terai 建造了自回归移动平均天气模型，通过应用一种确定技术恢复为原始天气数据。Li et al. 研究了亚热带地区气候对冷负荷的影响。他们发现发达国家室外气候条件对冷负荷的影响较少，相比于目前的室外设计数据和方法，通过当地的建筑和工程实践。Zogou and Stamatelos 提供了一个关于气候条件对热泵系统影响的讨论，并且指出气候条件显著改变了热泵系统的性能，这显著导致了一个情况就是家庭可能取暖或制冷。这个选择作为征求各界对可持续发展的理由。Lam 研究了气候对建筑物空调上的消耗能量影响后发现并预报每年的冷负荷，最高冷负荷和每年的电力消耗以 14% 的速率增加。Bulut et al. 采用了土儿其最新的制冷和加热数据。他们使用了当前的本地区的数据来研究且发表在他们的研究中，为了评估出气象数据字在制热和制冷负荷上的影响。他们发现这个原因在制热和制冷上升到 25% 和 32%。

室外设计条件相应的规范水平在美国的几个城市中最先发展，然后在通过美国供暖，制冷和空调工程师协会发展起来。气象数据包括干球温度、湿球温度以及露点温度，它们的数值在一定形式上必须一致，同样还有相应的湿度。这些设计数据就是室外空气条件，它们超越了一个特殊时期段。温暖的季节温度和湿度条件相符的年度百分值是 0.4 ， 1.0 和 2.0 。冷季条件

是基于关于年度百分的 99.6 和 99.0 。这些 0.4 % , 1.0 % 和 2.0 % 的年度代表的数值发生或超过的一共有 35 h, 88 h 和 175 h, 分别是, 平均来说, 每一年, 在这段期间的纪录。在实际应用中主要依据风险水平做为选择的频率。代表气候设计数据数频率发生还将使设计者能考虑各种业务高峰期的条件。

本设计的主要目标是探讨在空调系统中选择室外设计条件产生的影响。该分析共分三个主要步骤。第一步, 利用不同的室外设计条件, 例如 ASHRAE 给出的数据和在土耳其工程师们给出的数据, 针对同一个建筑, 计算出其总负荷。第二步, 为一样的建筑物依据设计选型全空气中央空调设备, 各项户外设计条件考虑在研究中。最后, 分析了在制冷季节的空调系统的费用消耗。

2. 描述该样本建筑

为了进行分析, 一所高中的建筑物被选中。这所样本建筑物位于土耳其的阿达纳。阿达纳, 农业和工业中心, 全国第五大城市, 靠近地中海。它是炎热和潮湿的制冷季节。样本房间有三个几乎一样的地板。图 1 显示了第一层的建筑平面图。总的建筑物面积是 1628MM, 墙的外表面是浅色的, 最长的墙面是北墙和南墙。样本建筑被用做高校, 使用时间是 08: 00 到 17: 00。这所学校有 224 个学生, 15 个教师, 4 个官员和 3 个劳工。这个建筑物有 14 个教室, 3 个实验室, 5 个办公室, 1 个图书馆, 1 个计算机房和 3 个走廊。整个建筑符合土耳其国家标准 TS-825 的热绝缘规定,

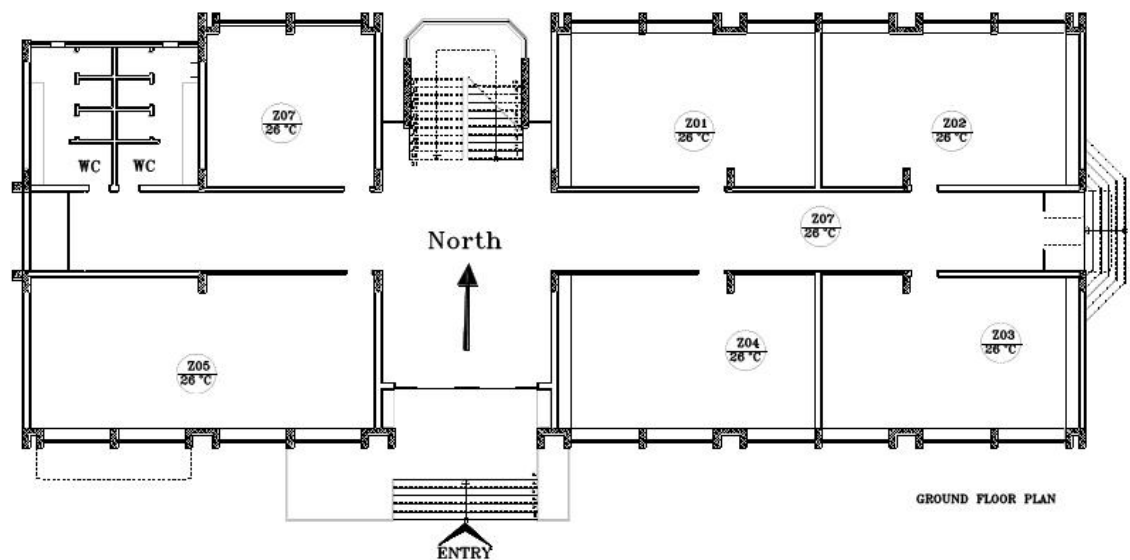


Fig. 1. Architectural plan of the sample building.

图 1 显示了这个建筑外层的传热系数。

3. 室外设计条件

Table 2
Various outdoor design conditions for Adana, Turkey

No.	Description of the data set	Name of the data set	Risk level (%)	DB (°C)	WB (°C)
1	Current design (DBmax-WBmax)	CURRENT	—	38.0	26.0
2	ASHRAE-cooling (DB-CWB)	ASHRAE_04	0.4	36.1	21.6
		ASHRAE_1	1	34.6	21.8
		ASHRAE_2	2	33.2	22.3
3	ASHRAE-evaporation (WB-CDB)	ASHRAE_EVAP_04	0.4	31.7	26.0
		ASHRAE_EVAP_1	1	30.5	25.4
		ASHRAE_EVAP_2	2	29.9	24.9
4	ASHRAE-max (DBmax-WBmax)	ASHRAE_MAX_04	0.4	36.1	26.0
		ASHRAE_MAX_1	1	34.6	25.4
		ASHRAE_MAX_2	2	33.2	24.9
5	Daily-max (DBmax-WBmax)	DAILY MAX	—	35.2	24.1

在分析中，采用阿达纳的各种户外设计工况数据。详细的数据由表 2 给出。正象表中显示的那样，有五个数据规定。第一个数据规定是被土耳其工程师使用的当前的室外设计条件。第二和第三个数据规定是满足系统冷凝和蒸发的室外设计条件，依据 ASHRAE 规定的分别在 0.4%，1%和 2%的频率下。第四个数据设定是最个干球温度和最大湿球温度，它们是由 ASHRAE 分别在 0.4%，1%和 2%的频率下给出的。最后一个数据设定是以 7 月 21 日作为设计日的每日最高干球温度，其中的计算的气象数据取自于土耳其国家气象服务

中心。

4. 空调系统

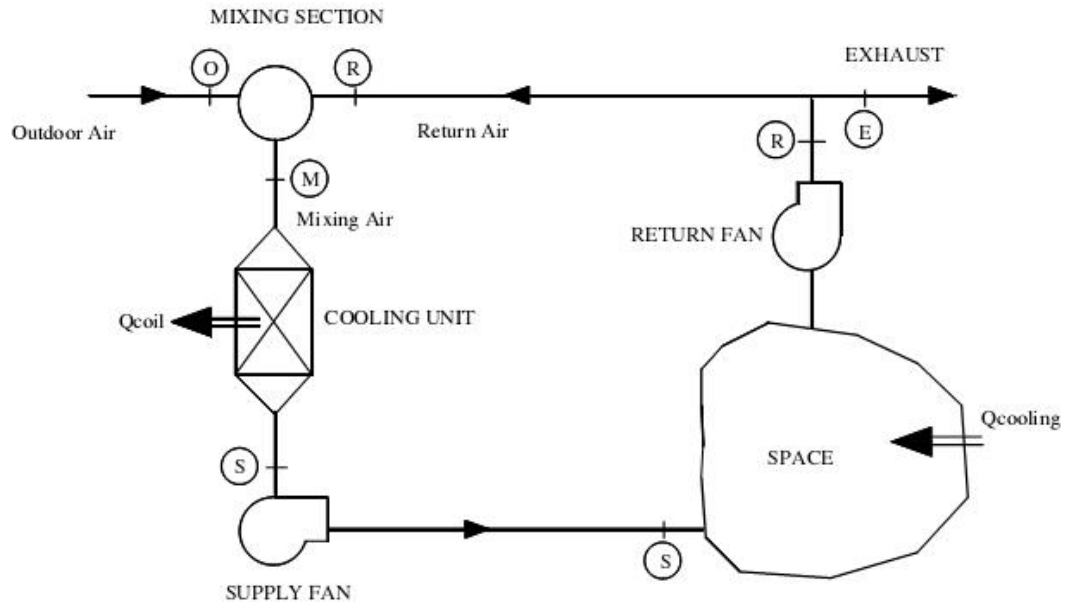


Fig. 2. Schematic of air movement of an all air conditioning system.

样本建筑物采用了全空气定风量空调系统。这个系统主要由空气处理单元，空气冷却设备，供回风机，管道和控制器件组成。图 2 是一个完整的中央空调空气处理系统典型的运行方式。

回风与经空气处理设备处理过的新风混合，然后经过空气冷却设备，室外空气比回风要热和湿一些。因此，这个冷却过程主要包括冷却和除湿，被处理过的空气离开空气冷却器到达状态点 (S)。经处理过的空气源源不断的送入需要被空调的房间，到达状态点 (R)，完成整个循环。图 3 在图表上显示了夏天空调系统处理过程的各个状态点。

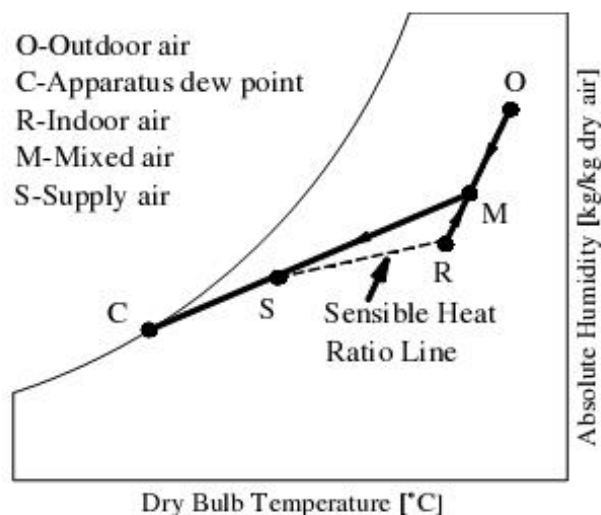


Fig. 3. State points of air during processing for summer operation of air conditioning system on psychrometric chart.

5. 计算冷负荷

Table 3
Cooling loads and SHR for CURRENT data set

Time	Parts of the cooling load (W)			Total cooling load (W)			SHR
	External surface	Fenestration	Internal source	Sensible	Latent	Total	
01:00	7603	7356	4193	19,151	0	19,151	1.00
02:00	6488	6379	3885	16,753	0	16,753	1.00
03:00	5496	5415	3577	14,487	0	14,487	1.00
04:00	4600	4643	3299	12,541	0	12,541	1.00
05:00	3805	5148	3020	11,973	0	11,973	1.00
06:00	3156	15,469	3020	21,645	0	21,645	1.00
07:00	3177	21,635	2712	27,524	0	27,524	1.00
08:00	4498	26,535	46,056	62,354	14,735	77,089	0.81
09:00	6888	32,806	50,675	75,634	14,735	90,368	0.84
10:00	9836	39,660	53,446	88,208	14,735	102,942	0.86
11:00	12,926	45,601	55,293	99,086	14,735	113,820	0.87
12:00	15,850	49,601	56,525	107,241	14,735	121,976	0.88
13:00	18,383	50,906	57,449	112,003	14,735	126,738	0.88
14:00	20,349	49,099	58,064	112,778	14,735	127,513	0.88
15:00	21,693	44,505	58,710	110,173	14,735	124,907	0.88
16:00	22,325	39,252	56,028	102,871	14,735	117,605	0.87
17:00	22,132	35,331	56,173	98,902	14,735	113,636	0.87
18:00	21,098	28,935	15,861	65,894	0	65,894	1.00
19:00	19,212	20,204	11,815	51,231	0	51,231	1.00
20:00	16,718	16,400	9192	42,309	0	42,309	1.00
21:00	14,210	13,704	7432	35,347	0	35,347	1.00
22:00	12,095	11,658	6260	30,013	0	30,013	1.00
23:00	10,365	9943	5366	25,674	0	25,674	1.00
24:00	8882	7644	5107	20,285	0	20,285	1.00

为了设计和选择空调系统的形式，确定这个建筑物的热负荷和冷负荷很重要。天气数据对计算正确的负荷很重要。然而，选择大部分正确的数据可能是一个困难的问题。传统的负荷计算方法是分成两部分进行，是最高负荷判断和年负荷。每个周期的天气数据模拟计算，负荷判断和天气元素是相互

关系，也就是温度，太阳的放射线，湿气含量，等等，但很难被考虑。年天气数据被用来参考年负荷计算，对于详细的负荷变化由于数据时期的短小无法取得数据。

一个建筑的冷负荷由通过建筑围护结构的外部负荷和来自人，灯光，器械和其他的热来源产生的内负荷两部分组成。为了设计和选择一个合理型号的空调系统，每个地域的的最大冷负荷一定是基于设计日子，包括室内和室外设计条件。

在这项研究中，建筑物的室内条件选用作 50%的相对湿度和 26 度干球温度。RTS 方法被用做计算冷负荷。RTS 方法，被 Spitler et al. 介绍在 2001 ASHRAE 手册，原则 [7]，是一中新的单一化方法设计冷负荷计算，而且它是起源于“热平衡方法”。

该样本建筑物的总冷负荷和部分冷负荷和热感觉比的计算是利用当前的室外设计数据（表 2）给出的在表 3 列明的不同的小时。从这个表中可以看出该建筑物的冷负荷最大值发生在 14:00，总计的冷负荷的 39%的负荷来源于窗户，16%是来自于围护结构，剩余的部分是来自于内在的热源。

该样品建筑物每小时的冷负荷是利用不同的户外设计数据组计算出来的，通过图表可以看出来冷负荷受到了那些被挑选的天气数据组的影响，虽然趋势是相同的。最大值冷负荷是通过当前数据组获得。它是根据被 ASHRAE 推荐的冷却和蒸发温度数据组波动。DAILYMAX 和 ASHRAE-1 数据组产生几乎一样的结果。

Table 4

Total design cooling load, SHR and cooling load ratio for different data sets

Data set	Q_{room} (kW)	SHR	Cooling load ratio
CURRENT	127.51	0.88	1.00
ASHRAE_04	124.95	0.88	0.98
ASHRAE_1	121.98	0.88	0.96
ASHRAE_2	119.20	0.88	0.93
ASHRAE_EVAP_04	116.23	0.87	0.91
ASHRAE_EVAP_1	113.85	0.87	0.89
ASHRAE_EVAP_2	112.66	0.87	0.88
ASHRAE_MAX_04	124.95	0.88	0.98
ASHRAE_MAX_1	121.98	0.88	0.96
ASHRAE_MAX_2	119.20	0.88	0.93
DAILY MAX	122.51	0.88	0.96

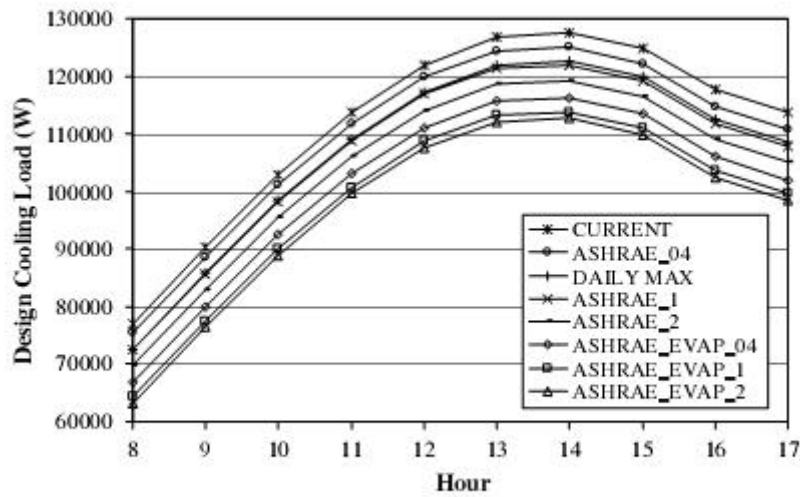


Fig. 4. Total design cooling load for all design data sets.

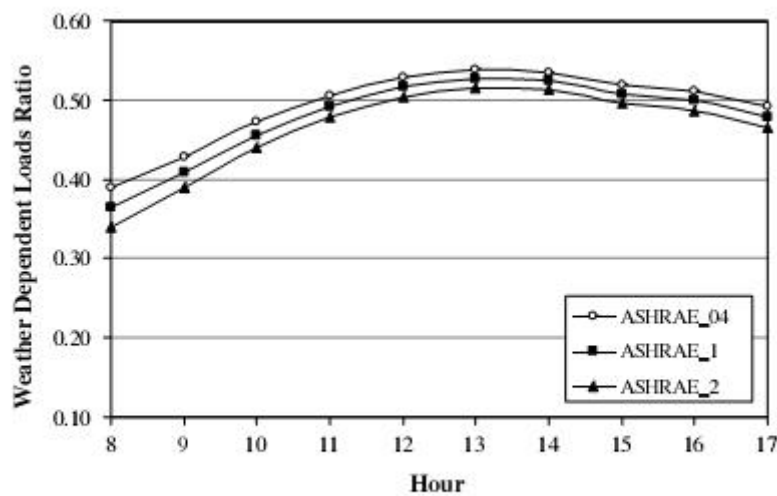


Fig. 5. Ratio of weather dependent loads to the total cooling load for ASHRAE data sets.

户外最大设计冷负荷和 SHR 是参考表 4 给出的数据计算的，最大设计冷负荷（127.51KW）是通过当前数据组算出的。表 4 也表明了比率设计冷负荷依据设计冷负荷也是从当前组获得的。设计冷却负荷用 ASHRAE_04、ASHRAE_1, ASHRAE_2, ASHRAE_EVAP_04, ASHRAE_EVAP_1 和 ASHRAE_EVAP_2 是 2%、4%、7%、9%、11% 和 12% 比当前数据组算出负荷分别要少。在 DAILY MAX 数据组情况下，设计负荷要比当前组少 4%。SHR 几乎不依赖数据组变化，它在有的组是大约 0.88。（表 4）

6. 使用不同室外设计条件的空调设备性能的计算。

鉴于以上给出建筑物的最大冷负荷和 SHR 计算出冷却盘管的最大设计容量和最大供应空气比率，最小新选空气流量要求和供应空气温度作为输入参数。在计算过程中规定一个迭代办法，一个计算机程序为此被编写出来。在计算中，被供应温度的空调房间设定为 16 度，根据 ASHRAE 标准通风率要求，该样本建筑物的最低新鲜空气通风要求为 7000 平方米每小时。表格 5 给出了冷却盘管的设计量，本研究中所有室外设计条件参考的总的新风流动比率和混合比。通过这个表可以看出冷却盘管的负荷设计和总的混合风流速都是以当前数据组取的最大值。表格 5 也给出了了冷却盘管的设计能力符合，它是建立在当前数据组的基础上，以及最大混合风的比率，在考虑了所有室外设计条件的基础之上。通过表格 5 可以看出 ASHRAE 数据组情况下冷负荷产生了最小冷盘管负荷。通过这些数据组比较，这个冷却盘管的设计能力比当前的数据组少了 21%。在 DAILY MAX 数据组情况下，通过七月 21 日的往年最大干

球和最大湿球温度设计出来的冷却盘管的负荷比当前数据组低了 11%。

Table 5
Design cooling coil capacity and other properties for different data sets for supply air temperature of 16 °C

Name of the data set	$Q_{coil,max}$ (kW)	Coil capacity ratio	M_{tot} (kg/h)	Fan capacity ratio	M_{out} (kg/h)	Φ (%)
CURRENT	184.05	1.00	39,525	1.00	7739	20.0
ASHRAE_04	145.9	0.79	38,720	0.98	7863	20.3
ASHRAE_1	145.2	0.79	37,798	0.96	7888	20.9
ASHRAE_2	146.1	0.79	36,938	0.93	7909	21.4
ASHRAE_EVAP_04	176.5	0.96	35,615	0.90	7866	22.1
ASHRAE_EVAP_1	168.9	0.92	34,886	0.88	7903	22.7
ASHRAE_EVAP_2	163.1	0.89	34,521	0.87	7926	23.0
ASHRAE_MAX_04	183.9	0.99	38,720	0.98	7777	20.1
ASHRAE_MAX_1	175.7	0.95	37,798	0.96	7820	20.7
ASHRAE_MAX_2	168.9	0.92	36,938	0.93	7858	21.3
DAILY MAX	164.7	0.89	37,964	0.96	7834	20.6

值的注目的是结果之一是表格 5 给出的结果,它显示了从 ASHRAE 设计情况为 0.4 水平线挑选出的最大干球和湿球温度计算出的冷负荷大约等有当前数据组获得的设计冷负荷。这表明了土耳其当前的设计数据来源与最大干球温度和最大湿球温度。除次之外,当数据组互相比后,考虑最大值供给空气流程率,最高块流程率还是来源于当前数据组。因此,可以得出结论就是目前在土耳其为设计和选择空调系统的室外设计条件基本上是严格的。暖通空调设备设计负荷过大不符合经济性原则,因为它会导致空调系统初次投资和运营成本同时增加。

7. 空调系统成本分析

在这部分的研究中,全空气中央空调系统的成本分析数据来源于 ASHRAE_04、ASHRAE_1 和 ASHRAE_2 数据设定。当前数据组产生的负荷只与 ashrae_04, ashrae_1 和 ashrae_2 数据集相比较,因为依据它们设计的冷却盘管负荷比其他数据组的低一些。

空气处理机组和制冷系统是从当地的暖通设备供应商中挑选出来的。空气处理机组包含风扇,冷却盘管,过滤器,混合和排气装置。该机组对空气

流动速率采集的数据值是 40000KG/H。在空气处理机组中给风机和回风机需提供的电源分别是 15 千瓦和 12.5 千瓦。对于空调系统，在整个系统运作时质量流是连续的，因此，即使是部分负荷的情况，风机也需要最大的电源。对与当前组，正常制冷系统名义下冷凝系统的需要条件是 185KW，而电源要求是 80KW 每单位。该机组的压缩机是一个按比例控制系统负荷运作的单位。

很明显，这是众所周知的压缩机根据不同的冷却负荷在实际运行中通常部分运行。每当操作负荷低于设计负荷，制冷机组中的压缩机就按比例相应减少制冷能力，为了节省能源。在案件 ASHRAE_04, ASHRAE_1 和 ASHRAE_2 中，制冷系统额定操作条件下净产冷量是 146 千瓦，而电力需要是 66 千瓦。压缩机在制冷系统中分四个部分按比例控制其为部分负荷运作。空调系统的经营成本在有风机和制冷机组的电力消耗。阿达纳的供冷期是 184 天，从 4 月 15 日到 9 月 15 日。中央空调系统的每日运行时间是 9 小时（从 8:00 到 17:00）。电力价格是 0.10 元/千瓦每小时。在这项研究中，Aktacir et al. 等人给出了程序用于计算空调系统的季节性经营成本。首先，使用每小时冷却负荷的冷却季节冷却盘管制冷情况是 21 天，计算逐时冷负荷需要每小时室外空气数据。利用 Bulut et al 给出的气象数据模型可以把每小时气象数据计算出来。

超出 21 天以外的冷却日子不用计算负荷。因此，基于小时计算的每个月 21 天的负荷得出，由辛普森积分法和季节平均值计算出了冷却盘管的逐时冷负荷。其次，制冷机组的制冷性能和室外空气温度的变化和 COP 的承担的部

分负荷变化被考虑进来。部分负荷比被定义为: $PLR = Q_{chil} / Q_{chil, full}$ (1)

这里 Q_{chil} 是制冷机的逐时冷负荷, 大约等于冷却盘管每小时的负荷, $Q_{chil, full}$ 是冷凝器的全部冷负荷。自动控制系统的制冷机组, 将依靠 PLR 的值为压缩机选择一个合适的操作步骤。在制冷季节的 21 个月里, 利用生产商和室外逐时温度提供的数据通过在电源要求下控制室外逐时冷负荷来决定是满负荷还部分负荷运转。利用辛普森积分法可以把平均季节冷负荷计算出来。利用冷却盘管的冷负荷求出的平均季节冷负荷和季节平均每小时部分负荷比, 压缩机的季节平均负荷被测定出来。最后, 从 $Q_{chil, av}$, $P_{chil, av}$ 运行时的相应负荷, 可以计算出季节性能源的消耗, 也就是, 制冷机组的经营成本。

Table 6
Seasonal average operating cost of the selected chiller and fans for CURRENT data set

Device	Operating time	Part load ratio, PLR_{av}	Operating step, ST_{av}	Power required, $P_{chil, av}$ (kW)	Electric consumption (kW h/year)	Operating cost (\$/year)
Chiller	08:00-09:00	0.37	2	24.58	4523	452
	09:00-10:00	0.45	3	37.00	6808	681
	10:00-11:00	0.52	3	38.12	7014	701
	11:00-12:00	0.59	3	39.13	7200	720
	12:00-13:00	0.64	4	54.49	10,026	1,003
	13:00-14:00	0.67	4	55.34	10,183	1,018
	14:00-15:00	0.67	4	55.81	10,269	1,027
	15:00-16:00	0.65	4	55.65	10,240	1,024
	16:00-17:00	0.61	4	54.83	10,089	1,009
	Total operating cost of the chiller (\$/year)					7,635
Fans	08:00-17:00	1	-	27.5	45540	4,554
	Total operating cost of the fans (\$/year)					4,554

Table 8
Initial and yearly operating cost of the selected air conditioning system

Cost	Current (\$)	ASHRAE for all risk level (\$)
Initial	94.635	87.850
Yearly total operating for proportional control	12.189	12.230
Yearly total operating for on-off control	13.630	13.009

表 6 和表 7 分别给出了制冷机组在当前组和 ASHRAE_04, ASHRAE_1 and

ASHRAE_2 的季节平均运营成本。季节平均每小时部分负荷比, 季节平均每小时操作步骤, 季节平均每小时电能消耗也都在表中给出。制冷机组的压缩机在实际运行中通常处于部分负荷运行情况, 因为冷负荷的变化。从表 6 可以看出, 从选定的当前组制冷系统的运行 1 小时, 在第 2 步 (25-50 %) , 4 h 在第 3 步 (50-75 %) 及四小时, 在第 4 步 (75 -100 %)。在样本 ASHRAE_04, ASHRAE_1 and ASHRAE_2 组中, 制冷系统运行 1 小时, 在第 2 步 (20-40 %), 4 h 在第 3 步 (40-60 %) 和 5 h 在第 4 步 (60-80 %)。

因此, 制冷系统在整个制冷季节从来没有满负荷运转过。根据 ASHRAE 组数据计算的空调系统, 其初始投资比当前组数据设定的系统减少了 8%。不过, 依据当前组数据设定的空气处理系统在实际运行中与按比例控制的基本上没有区别。这是因为制冷系统的压缩机是根据负荷的大小按比例来进行运行的这一事实。但是, 如果制冷机组与负荷是已选定而不是按比例运行的, 则其运营成本比当前组低了大约 5%。

当该控制系统与同一设计数据比较时, 它的开关控制系统的运营成本比当前组数据大 12%, 比按比例控制的 ASHRAE 数据组大 6%。在计算开关系统在实际运行时的经营成本时, 假设最高启动负荷比额定的高 5 倍。

8. 结论

在这项研究中, 室外设计条件对空调系统系统和冷负荷的影响被研究出来了。很明显可以看出来室外气候条件是计算冷负荷的一个因素。在土耳其阿达纳的样本建筑物的大约一半的冷负荷来源于建筑物围护结构, 受天气影

响很重。研究表明，目前土耳其使用的用来设计和选择空气空调系统的户外设计条件一般都很严格。暖通空调设备设计负荷过大不符合经济原则，因为它会导致空调系统初次投资和经营成本同时增加。

可以看到，制冷机组的控制系统是一个空调系统重要的组成部分，是一个节省能源很重要的方面。根据实际经营条件，暖通空调系统运行于部分负荷，因此，能效高的设备应该被选中。工程师和建筑设计师应该选择和评估适当的户外设计条件，在可接受的风险水平之下根据他们的应用选择最佳的空气调节设备。在暖通空调系统的设计和选型阶段，设计师和工程师和工程师也应考虑超负荷情况。

致 谢

经过几个月的忙碌和学习，本次毕业设计已经接近尾声。作为一个本科生的毕业设计，由于经验的匮乏，难免有许多考虑不周全的地方，如果没有指导老师的督促指导，想要完成这个设计是难以想象的。

首先，我要感谢我的指导老师石建中老师。石老师平日里工作繁多，加上带学生参加空调设计大赛，时间很少，但是石老师仍然多次询问我的设计进程，询问我遇到的问题，并为我指点迷津，帮助我开拓思路，精心点拨、热忱鼓励，在设计各个环节都给了我悉心的指导。石老师以勤奋好学的榜样，带领我深入设计中去，积极发现并克服遇到的问题，使我感动。

最后谢谢我大学同窗四年的兄弟姐妹们，大家经常在一块为某个问题争论的不可开交的情景在我脑中永生难忘！大家共同讨论了知识，收获了知识！