

摘 要

本设计内容为杭州市某酒店附属用房空调系统设计,包括空调风系统设计、空调水系统设计,制冷机房、空调机房的平面设计,不包括该建筑的通风与防排烟系统设计。

该建筑空调冷负荷计算采用鸿业负荷计算软件 7.0 计算,建筑面积为 5611.08 m^2 , 空调面积为 2736.8 m^2 , 建筑高度为 26.7 m , 最大时刻冷负荷 359.4 kW , 冷指标为 131.3 W/m^2 。该建筑呈 L 走式,分南楼和东楼,因此空调区域分为两部分,分别用两根立管分区域供水。空该建筑的商铺、餐厅、办公室等小型空调区域,空调系统采用风机盘管加新风系统,每层布置一台新风机为空调区域送新风,每个空调房间的新风不接入风机盘管送风管,单独布置新风口;大会议室采用二次回风全空气系统。空调冷冻水系统采用闭式异程单式泵变流量系统,闭式系统采用膨胀水箱定压,用两台立式管道离心泵并联运行为冷冻水循环提供动力。调系统冷水机组采用风冷热泵螺杆式冷水机组,安装在你南楼七层楼顶。

本工程所需的设备(主机、风机盘管、新风机、组合空调机等)、材料(送回风口、风阀、水管等)全部由甲方提供。因此本工程施工图预算仅包括主要设备材料的安装费用,不包括设备材料的购置费用。

由于本人水平、经验有限,设计中难免有不足之处,希望老师批评指正。

关键字: 全空气系统; 风机盘管加独立新风系统; 风冷热泵

目 录

第一章 工程概况与设计参数	1
1.1 工程概况	1
1.2 设计参数	1
1.2.1 室外设计参数	1
1.2.3 室内设计参数	2
1.2.4 维护结构设计参数	3
1.2.5 其他冷负荷参数	4
第二章 空调负荷的计算	7
2.1 空调冷负荷计算	8
2.1.1 维护结构冷负荷	8
2.1.2 室内冷负荷	11
2.1.3 新风冷负荷	13
2.2 空调湿负荷计算	16
2.4 空调冷负荷计算举例	17
第三章 设计方案论证	21
3.1 空调系统组成与分类	21
3.2 空调系统的分类比较	22
3.3 空调系统的确定	24
3.3.1 房间使用特点	24
3.3.2 空调系统的确定	25

3.4 空调水系统确定	25
3.3.1 空调水系统的分类	25
3.3.2 空调水系统的比较	26
第四章 空调系统选型计算	28
4.1 风机盘管加新风系统分类	28
4.2 风机盘管的处理过程	29
4.3 全空气系统分类	32
4.4 全空气系统处理过程	32
第五章 空调风系统设计	35
5.1 气流组织	35
5.1.1 气流组织形式的分类及选择	35
5.1.2 气流组织计算	36
5.1.3 气流组织计算举例	37
5.2 风管设计	38
5.2.1 风管的材料和形式	38
5.2.3 风管布置原则	38
5.3 风管阻力	39
5.3.1 沿程阻力与局部阻力的概念	39
5.3.2 沿程阻力计算	39
5.3.3 局部阻力计算	40
5.4 风管水力计算	40
5.4.1 概述	40

5.4.2 风管水力计算方法	41
5.5 新风管水力计算	42
5.5.1 新风系统水力计算举例	42
5.5.2 新风机选型计算	43
第六章 冷水机组选择计算	45
6.1 冷水机组的分类	45
6.2 主机选型计算	46
第七章 空调水系统设计	48
7.1 空调水系统的设计原则	48
7.2 冷冻水系统的形式	48
7.2.1 冷冻水供水形式	48
7.2.2 主机与循环水泵的连接方式	49
7.3 空调冷冻水系统计算	49
7.3.1 冷冻水系统计算步骤	49
7.3.2 冷冻水系统计算公式	49
7.3.3 最不利环路水力计算	51
7.4 冷冻水泵选型	52
7.4.1 冷冻水泵计算	52
7.4.2 冷冻水泵选型	54
7.5 冷凝水系统设计	55
7.5.1 冷凝水管布置原则	55
7.5.2 冷凝水管径的确定	56

第八章 空调系统主要附属设备	57
8.1 压差旁通阀的选择	57
8.2 分、集水器的计算	57
8.3 冷冻水系统补水	59
8.4 冷冻水系统定压	60
第九章 空调系统的消声隔振	63
9.1 空调系统的噪声源	63
9.2 空调系统的消声措施	63
9.3 空调系统减振设计	63
第十章 建筑设备安装工程预算	65
10.1 编制依据	65
10.2 项目划分	65
10.3 建筑设备安装工程费用的组成	65
10.4 建筑设备安装工程费用的计算	66
10.5 通风空调安装工程费用	69
附录	78
参考文献	79
致 谢	80

第一章 工程概况与设计参数

1.1 工程概况

本建筑为杭州市某酒店附属用房，该建筑的结构为框架结构，分南楼和东楼。南楼地上共 7 层，建筑高度为 28.5m；东楼地上 6 层，建筑高度为 26.5m，总建筑面积约 5611.08m²。

杭州市某酒店附属用房基本信息见下表。

表 1-1 杭州市某酒店附属用房基本信息

工程名称	杭州市某酒店附属用房	地理位置	浙江省杭州市
建筑层数	地上 7 层	建筑功能	综合性建筑
占地面积 (m²)	712.94	建筑面积 (m²)	5611.08
楼层	房间功能	空调面积 (m²)	
1F	商铺、仓库	317.2	
2F	商铺、餐厅	457.6	
3F	大会议室、办公室	518.8	
4F	小会议室、办公室	495.9	
5F	茶室、酒吧、雅间	509.1	
6F	图书档案室、办公室	268.3	
7F	办公室	490.3	

1.2 设计参数

1.2.1 室外设计参数

该建筑为浙江省杭州市，该地区建筑气候分区属于夏热冬冷地区。查《全国民用建筑供暖通风与空调室外气象参数表》.GB 50736—2012，可得杭州市室外设计参数，见表 1-2。

表 1-2 杭州市室外设计参数

建筑地址	浙江省杭州市	气候分区	夏热冬冷区
东经	120.17	北纬	30.23

夏季设计参数		冬季设计参数	
大气压 (Pa)	100090.0	大气压 (Pa)	102110.0
空调室外干球温度 (°C)	35.6	空调室外干球温度 (°C)	-2.4
空调室外湿球温度 (°C)	27.9	空调室外湿球温度 (°C)	-3.5
空调室外相对湿度 (%)	56.6	空调室外相对湿度 (%)	76
通风室外干球温度 (°C)	32.3	供暖室外干球温度 (°C)	0.0
通风室外湿球温度 (°C)	26.5	通风室外干球温度 (°C)	4.3
通风室外相对湿度 (%)	64	最冷月地表平均温度 (°C)	-5.4
室外平均风速 (m/s)	2.4	最多风向平均风速 (m/s)	3.3

1.2.3 室内设计参数

室内设计参数主要包括两方面：一、室内温度基数及其允许波动范围，二、室内空气的流速、洁净度、噪声、压力等。民用建筑空调室内空气设计参数的确定主要取决于以下内容。

空调房间使用功能对舒适性的要求。所谓舒适就是人体能维持正常的散热量和散湿量。影响人舒适感的主要因数有：室内空气的温度、湿度和空气流动速度；其次是衣着情况、空气的新鲜程度、室内各表面的温度等。要综合考虑地区、经济条件和节能要求等因数。我国国家标准《采暖通风与空气调节设计规范》(GB50019-2003)对舒适性空调的室内参数做了总的规定，见表 1-3。

表 1-3 舒适性空调室内设计参数

夏季	温度	22~28°C	冬季	温度	18~24°C
	相对湿度	40%~65%		相对湿度	30%~60%
	风速	≤ 0.3m/s		风速	≤ 0.2m/s

参考上表舒适性空调室内设计参数及《简明空调设计手册》，确定本工程各个房间的室内设计参数，本工程各房间室内设计参数如表 1-4。

表 1-4 各房间室内设计参数

房间类型	干球温度	相对湿度	最小新风量	设备功率	灯光功率	人员密度
	°C	%	m ³ /h·人	W/m ²	W/m ²	m ² /人
商铺	27±1	56	20	13	12	3.2

大餐厅	25±1	56	15	5	13	2.7
小餐厅	25±1	56	15	5	13	2.7
办公室	26±1	56	30	13	11	6
商务办公室	26±1	56	30	13	11	6
会议室	25±1	56	20	5	11	2.5
茶室	25±1	56	10	5	11	4.5
酒吧	25±1	56	10	5	11	3.2
雅间	25±1	56	10	5	11	2.5

1.2.4 围护结构设计参数

杭州市某酒店附属用房主要维护结构做法：

(1) 外墙

外墙为 240mm 厚的实心砖墙，外表面用 20mm 厚的水泥砂浆粉刷，内表面 20 厚普通水泥混合砂浆抹灰，乳胶漆内墙涂料墙面。外墙的热工指标见表 1-5。

表 1-5 外墙的热工指标

夏季传热系数 K ($W/m^2 \cdot K$)	冬季传热系数 K ($W/m^2 \cdot K$)	衰减系数 β	延迟时间 $\epsilon(h)$
2.04	2.09	0.38	8

(2) 外窗

外窗采用茶绿色双层中空玻璃 6mm+12mm+6mm，窗框采用铝合金，窗框比为 20%，构造修正系数为 0.53，窗框修正系数为 1.3，无外遮阳设施，内遮阳挂浅色窗帘，遮阳系数为 0.6。外窗的热工指标见表 1-6。

表 1-6 外窗的热工指标

夏季传热系数 K ($W/m^2 \cdot K$)	冬季传热系数 K ($W/m^2 \cdot K$)	衰减系数 β	延迟时间 $\epsilon(h)$
1.83	1.86	1	0.5

(3) 楼板

100mm 厚钢筋混凝土楼板，商铺、餐厅铺浅色地砖，办公室上铺 20mm 厚水磨石预制板，卫生间铺防滑地砖。

(4) 屋顶

70mm 厚混凝土板加 100mm 厚沥青乳化沥青膨胀珍珠岩保温层，由外到内依次为砾砂外表层 5mm，卷材防水层 5mm，水泥砂浆找平层 20mm，保温层 100mm，隔气层 5mm，钢筋混合土 70mm，内粉刷 20mm。屋顶的热工指标见表 1-7。

表 1-7 屋顶的热工指标

夏季传热系数 K ($W/m^2 \cdot K$)	冬季传热系数 K ($W/m^2 \cdot K$)	衰减系数 β	延迟时间 $\varepsilon(h)$
0.72	0.72	0.38	8.5

(5) 外门

办公室外门采用木框单层实心松木门，木门的热工指标见表 1-8。

表 1-8 外门的热工指标

夏季传热系数 K ($W/m^2 \cdot K$)	冬季传热系数 K ($W/m^2 \cdot K$)	衰减系数 β	延迟时间 $\varepsilon(h)$
4.21	4.4	0.99	0.5

商铺外门采用塑料框双层玻璃门，玻璃门的热工指标见表 1-9。

表 1-8 外门的热工指标

夏季传热系数 K ($W/m^2 \cdot K$)	冬季传热系数 K ($W/m^2 \cdot K$)	衰减系数 β	延迟时间 $\varepsilon(h)$
2.5	2.57	0.99	0.6

1.2.5 其他冷负荷参数

(1) 照明功率

房间的照明功率，可根据建筑不同房间的类型，然后查《公共建筑节能设计标准》.GB 50189—2005，可得不同房间的照明功率密度指标，然后根据房间面积乘以照明功率密度指标计算出房间照明功率。照明功率指标可查下表 1-9。

表 1-9 照明功率密度值 (W/m^2)

建筑类型	房间类型	照明功率密度
办公建筑	普通办公室	11
	高档办公室、设计室	18
	会议室	11
	走廊	5

	其 他	11
旅馆建筑	客 房	15
	餐 厅	13
	会议室、多功能厅	18
	走 廊	5
	门 厅	15
商场建筑	一般商店	12
	高档商店	19

(2) 设备功率

房间的设备功率，可根据该建筑不同房间的类型，然后查《公共建筑节能设计标准》.GB 50189—2005，得不同房间的设备功率密度指标，然后根据房间面积乘以设备功率密度指标计算出房间设备功率。设备功率指标可查下表 3—10。

表 1-10 设备功率密度值 (W/m^2)

建筑类型	房间类型	照明功率密度
办公建筑	普通办公室	20
	高档办公室、设计室	13
	会议室	5
	走 廊	0
	其 他	5
旅馆建筑	客 房	20
	餐 厅	13
	会议室、多功能厅	5
	走 廊	0
	门 厅	5
商场建筑	一般商店	13
	高档商店	13

(3) 人均使用面积

计算人体冷负荷和湿负荷时，需要已知每个空调区域的人员密度。当设计资料不能确定每个空调区域的人员密度时，可以查《公共建筑节能设计标准》.GB 50189—2005，得不同建筑房间的人均占有的使用面积表 1-11，然后根据房间面积算出房间人员密度。

表 1-11 不同类型房间人均占有的使用面积 ($m^2/人$)

建筑类型	房间类型	人均占有使用面积
办公建筑	普通办公室	4
	高档办公室、设计室	8
	会议室	2.5
	走 廊	50
	其 他	20
旅馆建筑	客 房	15
	高档客房	30
	会议室、多功能厅	2.5
	走 廊	50
	门 厅	20
商场建筑	一般商店	3
	高档商店	4

(4) 食物负荷^[4]

餐厅、宴会厅、多功能厅的空调负荷除了维护结构负荷、人体与照明设备负荷外，还有很大一部分来自食物负荷。食物负荷的散热量与餐厅的种类（中式餐厅、西式餐厅）、用餐人员的多少等许多因素有关。在餐厅负荷计算时必须考虑食物的散热量和散湿量，但又难以确切的计算。一般采用估算的办法，即按按餐厅种类的不同，中式餐厅的冷负荷平均为 43W/人，其中潜热负荷为 24W/人；西式餐厅的冷负荷平均为 17W/人，其中潜热负荷为 8.5W/人。

第二章 空调负荷的计算

对于室内空气环境要求较高的建筑，全年需保证室内空气温度和湿度均符合设计要求，因此，要根据需要向房间供暖、供冷，对送入房间的空气进行加湿或减湿。在某一时刻为维持室内空气温度，需向房间供应的冷量成为冷负荷，需要房间供应的热量称为热负荷；为维持室内空气湿度，需向房间出去或增加的湿量称为湿负荷。

建筑物的冷负荷由公式（2-1）计算而得

$$LQ = LQ_1 + LQ_2 + LQ_3 \quad (2-1)$$

式中 LQ ——建筑物的冷负荷，kW；

LQ_1 ——经由围护结构由室外传入的热量形成的冷负荷，kW；

LQ_2 ——室内人员、照明设备和工作设备散热形成的冷负荷，kW；

LQ_3 ——向室内供应新风带入的热量所需的冷负荷，kW；

在冷负荷的组成上，称 LQ_1 与 LQ_2 之和为室内负荷，又简称 LQ_1 为维护结构冷负荷， LQ_2 为内部冷负荷， LQ_3 为新风冷负荷。

建筑物的热负荷由式（2-2）计算而得

$$RQ = RQ_1 - RQ_2 + RQ_3 \quad (2-2)$$

式中 RQ ——建筑物的热负荷，kW；

RQ_1 ——经由围护结构由室内传到室外的热量，kW；

RQ_2 ——室内人员、照明设备和工作设备散发的热量，kW；

RQ_3 ——向室内供应新风带入的冷量所需的热负荷，kW；

建筑物的湿负荷是室内需要消除的散湿量。湿负荷主要有下面几方面组成，空气带入室内的湿量，人体的散湿量，设备器具的散湿量，各种潮湿表面的散湿量，物品和食品的散湿量。

建筑物的负荷在不同时刻随室外气象条件、室内人员数量、室内设备工作情况的变化而有所不同。负荷计算的目的是为了选择空调系统的空气处理设备，确定空调系统冷源设备的容量和台数。因此，计算时是以冬夏设计状态为参数，计算冬夏的设计负荷。

2.1 空调冷负荷计算

空调冷负荷的计算方法很多，如谐波反应法、反应系数法、Z 传递函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。下面就这两种方法简单加以介绍。

冷负荷系数法：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。通过冷负荷温度或冷负荷系数直接从各种扰量值求得各分项逐时冷负荷。当计算某建筑物空调冷负荷时，则可按条件查出相应的冷负荷温度与冷负荷系数，用稳定传热公式形式即可算出经维护结构传入热量所形成的冷负荷和日射得热形成的冷负荷。

谐波反应法：室外空气综合温度呈周期性波动，这就使得维护结构从外表面逐层地跟着波动，这种波幅是由外向内逐渐衰减的延迟的，波动呈现一定的规律，谐波反应法计算冷负荷的过程很复杂，一般需要用电子计算机。为了便于计算，工程上采用简化公式进行计算。

国内采用主流负荷计算软件，有天正暖通负荷计算软件、鸿业暖通负荷计算软件、华电源 smad1.9 等，各设计计算软件对比见表 2-1^[1]。本工程负荷计算采用鸿业空调负荷 7.0 软件计算。

表 2-1 各设计计算软件对比

	天正暖通	鸿业暖通	华电源 smad1.9
计算方法	冷负荷系数法	谐波反应法	冷负荷系数法
太阳辐射（大气透明系数）	无	不同城市不同朝向取不同的折扣系数	不同城市取不同折扣系数
维护结构	可自由设置	可自由设置	不能设置
房间的蓄热效果	房间有轻、中、重三种选择	无	房间有轻、中重三种选择
窗的修正系数	修正系数不同（有窗框修正系数、结构修正系数、内遮阳修正系数、外遮阳修正系数、综合修正系数）且系数的取值不同		

2.1.1 围护结构冷负荷

通过围护结构传入室内的热量并不一定立即成为室内冷负荷，以对流形式的得热量立即变成室内冷负荷，辐射部分的得热量经过室内维护结构的吸收—放热

后，有时间的衰减和数量上的延迟，因此需要逐时计算^[1]。

4.1.1.1 外墙和屋顶

通过墙体、屋顶的得热量形成的冷负荷，可按下式计算：

$$Q_{\tau} = KF\Delta t_{\tau-\varepsilon} \quad (2-1)$$

式中 Q_{τ} ——逐时冷负荷，W；

K ——围护结构传热系数， $W/(m^2 \cdot K)$

τ ——计算时间，h；

F ——围护结构计算面积， m^2 ；

$\Delta t_{\tau-\varepsilon}$ ——作用时刻下，围护结构的冷负荷计算温差，简称负荷温差， $^{\circ}C$ ；

ε ——围护结构表面受到周期为 24 小时谐性温度波作用，温度波传到内表面的时间延迟，h；

$\tau - \varepsilon$ ——温度波的作用时间，即温度波作用于围护结构内表面的时间，h；

注：例如对于延迟时间为 5 小时的外墙，在确定 16 点房间的传热冷负荷时，应取计算时刻 $t=16$ ，时间延迟为 $\varepsilon=5$ ，作用时刻为 $t_{\varepsilon}=16-5=11$ 。这是因为计算 16 点钟外墙内表面由于温度波动形成的房间冷负荷是 5 小时之前作用于外墙外表面温度波动产生的结果。

当外墙或屋顶的衰减系数 $\beta < 0.2$ 时，可用日平均冷负荷 Q_{pj} 代替各计算时刻的冷负荷 Q_{τ} ：

$$Q_{pj} = KF\Delta t_{pj} \quad (2-2)$$

式中 Δt_{pj} ——负荷温差的日平均值， $^{\circ}C$ 。

举例：外墙负荷计算以 2001 餐厅为例，进行计算。北外墙的长 8.1m，高 3.6m，净面积为 21.6m²，外墙的热工热特性见前一章，传热系数 2.04W/m²·K。北外窗型号为 C3，面积为 3.78，共有两扇。东外墙的净面积为 33.48m²，

查得杭州市北外墙的负荷温差后，根据公式 2-1 就可计算不同时刻的逐时冷负荷，见下表。

表 2-2 2001 餐厅外墙冷负荷

t	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
	北面积		21.60	东面积		33.50	传热系数		2.04				
$\Delta t_{\tau-\varepsilon}$ (北)	8.2	8	7.9	8	8.1	8.4	8.8	9.2	9.7	10.2	10.7	11.1	11.5
Q_{τ} (北)	363	352	349	351	359	372	388	407	429	450	471	490	507
$\Delta t_{\tau-\varepsilon}$ (东)	9.4	9.3	9.7	10.4	11.4	12.5	13.5	14.2	14.7	15	15.2	15.3	15.3
Q_{τ} (东)	646	638	661	713	782	856	920	968	1002	1026	1041	1049	1047

4.1.1.2 外窗

(1) 外窗温差传热冷负荷

通过外窗温差传热形成的计算时刻冷负荷 Q_{τ} 按式 (2-3) 计算:

$$Q_{\tau 1} = \alpha K F \Delta t_{\tau} \quad (2-3)$$

式中 Δt_{τ} ——计算时刻下的冷负荷温差 $^{\circ}\text{C}$;

α ——窗框修正系数, $^{\circ}\text{C}$;

F ——窗户有效面积;

K ——玻璃窗的传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$;

(2) 外窗太阳辐射冷负荷

通过外窗的太阳辐射形成的计算时刻冷负荷 Q_{τ} (W), 应根据不同情况分别进行计算

a. 外窗无任何遮阳设施的辐射负荷

由下式计算:

$$Q_{\tau 2} = F X_g X_d J_{w\tau} \quad (2-4)$$

式中 X_g ——窗的构造修正系数;

X_d ——地点修正系数;

$J_{w\tau}$ ——计算时刻下, 透过无遮阳设施窗玻璃太阳辐射的冷负荷强度。

b. 外窗只有内遮阳设施的辐射负荷

太阳辐射冷负荷包括直射冷负荷和散射冷负荷, 计算如下:

$$Q_{\tau} = Q_{\tau z} + Q_{\tau s} \quad (2-5)$$

式中 $Q_{\tau z}$ ——直射冷负荷, W;

$Q_{\tau s}$ ——散射冷负荷, W。

直射冷负荷根据直射辐射强度和直射面积计算, 用下式计算

$$Q_{\tau z} = F_z X_g X_z J_{zn\tau} \quad (2-6)$$

散射冷负荷根据散射辐射强度和散射面积计算, 用下式计算

$$Q_{\tau s} = F_s X_g X_z J_{sn\tau} \quad (2-7)$$

式中 X_z ——内遮阳系数, 0.6;

F_z ——直射面积, m^2 ;

F_s ——散射面积, m^2 ;

$J_{zn\tau}$ ——直射辐射照度, W/m^2 ;

$J_{sn\tau}$ ——散射辐射照度, W/m^2 。

表 2-3 2001 餐厅北外窗冷负荷

t	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
α	1.30	X_z	0.60	K	1.83	X_g	0.53		F	3.78*2			
F_z	3.78	0	0	0	0	0	0	0	3.78	3.78	3.78	0	0

F_s	0	3.78	3.78	3.78	3.78	3.78	3.78	3.78	0	0	0	3.78	3.78
$J_{Zn\tau}$	80.6	93.7	106	115.4	119.7	122.3	120.2	113.1	103.2	102.5	91.5	42.8	31.7
$J_{Sn\tau}$	68.6	88.1	102	112.1	116.8	119.8	117.9	111.2	97.4	80.1	57.7	33.4	26.7
$Q_{z\tau}$	194	0	0	0	0	0	0	0	248	246	220	0	0
$Q_{s\tau}$	0	212	245	269	281	288	283	267	0	0	0	80	64
Q_{r2}	194	212	245	269	281	288	283	267	248	246	220	80	64
Q_{r1}	95	109	122	135	148	159	165	167	164	162	154	142	130
Q_{τ}	289	321	367	405	429	447	449	435	412	408	374	223	194

c.外窗只有外遮阳设施的辐射负荷

计算如下:

$$Q_{\tau} = [F_1 J_{w\tau} + (F - F_1) J_{w\tau}^0] X_g X_d \quad (2-8)$$

式中 F_1 ——窗口收到太阳照射时的直射面积, m^2 ;

$J_{w\tau}^0$ ——计算时刻下, 透过无遮阳设施窗玻璃太阳散辐射的冷负荷强, W/m^2 。

d.外窗既有内遮阳又有外遮阳设施的辐射负荷

计算如下:

$$Q_{\tau} = [F_1 J_{n\tau} + (F - F_1) J_{n\tau}^0] X_g X_d X_z \quad (2-9)$$

式中 $J_{n\tau}^0$ ——计算时刻下, 透过有内遮阳设施窗玻璃太阳散辐射的冷负荷强度, W/m^2 。

注: 本舒适性空调设计只有内遮阳设施, 内遮阳为浅色窗帘。

4.1.1.3 内维护结构传热冷负荷

(1) 当邻室为通风良好的非空调房间时, 通过内墙和楼板的温差传热负荷, 可按公式 (2-11) 计算:

$$Q = KF(t_{wp} - t_n) \quad (2-10)$$

式中 t_{wp} ——夏季空调室外计算温度, 见表 1-2。

(2) 当邻室有一定发热量时, 通过空调房间内窗、隔墙、楼板或内门等内围护结构的温差传热负荷, 按公式 (2-12) 计算:

$$Q = KF(t_{wp} + \Delta t_{ls} - t_n) \quad (2-11)$$

式中 Δt_{ls} ——邻室温升, 可根据邻室散热强度按表 2-2 采用, $^{\circ}C$ 。

表 2-4 邻室温升

邻室散热量 (W/m^2)	$\Delta t_{ls} / ^{\circ}C$
很少 (如办公室、走廊)	0~2

<23	3
23~116	5
>116	7

当空调房间与邻室的室内计算温度差值小于或等于 3℃时, 不计算其冷负荷。

2.1.2 室内冷负荷

室内热源包括工艺设备散热、照明散热及人体散热等。

室内热源散出的热量包括显热和潜热两部分, 显热散热中对流热成为瞬时冷负荷, 而辐射热部分则先被围护结构等物体表面所吸收, 然后再缓慢地逐渐散出, 形成冷负荷。潜热散热作为瞬时冷负荷。

2.1.2.1 室内人员散热形成的冷负荷

人体散热与性别, 年龄, 衣着, 劳动强度及周围的环境条件等多种因素有关。人体散发的潜热量和对流直接形成瞬时冷负荷, 而辐射散发得热量将会形成滞后的冷负荷。因此, 应采用相应的冷负荷系数进行计算。为了设计计算方便, 计算以成年男子散热量为计算基础。而对于不同功能的建筑物中的各类人员 (成年男子, 女子, 儿童等) 不同的组成进行修正, 为此, 引入群集系数 n' , 下表给出了一些建筑物中的群集系数, 作为参考。

在人体散发的热量当中, 潜热散热占 40%, 显热中的辐射散热占 40%, 显热中的对流散热占 20%。其中, 对流散热成为了瞬时冷负荷, 潜热散热也可以作为瞬时散热冷负荷考虑, 而辐射散热则首先被室内维护结构和家具吸收, 经过一段时间后, 以对流的方式与室内空气换热, 从而成为滞后的冷负荷。因此, 在设计时, 显热散热和潜热散热要分别算。

表 2-5 群集系数 n'

工作场所	n'	工作场所	n'
影剧院	0.89	图书阅览室	0.96
百货商店	0.89	工厂轻劳动	0.90
旅馆	0.93	银行	1.00
体育馆	0.92	工厂重劳动	1.00

1) 人体显热散热形成的冷负荷的计算见公式 (2-12):

$$Q_x = q_1 n n' \quad (2-12)$$

式中 q_1 ——不同室温和劳动性质时成年男子的人体显热散热量, W;

n ——室内全部人数, 参照表 1-11 用空调面积估算;

n' ——室内人员的集中系数;

表 2-6 2001 餐厅人体显热负荷

t	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	216.5		单位面积人数	0.37		群集系数	0.89					
q_1	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67
Qx	4777	4777	4777	4777	4777	4777	4777	4777	4777	4777	4777	4777	4777

2) 人体潜热形成的冷负荷与时间变化无关, 只与室内温度和劳动强度有关, 人体潜热散热形成的冷负荷的计算见公式 (2-13):

$$Qq = q_2 n n' \quad (2-13)$$

式中: q_2 ——不同室温和劳动性质时成年男子的人体潜热散热量, W;

n ——室内全部人数, 参照表 1-11 用空调面积估算;

n' ——室内人员的集中系数。

表 2-7 2001 餐厅人体潜热负荷

t	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	216.5		单位面积人数	0.37		群集系数	0.89					
q_1	41	41	41	41	41	41	41	41	41	41	41	41	41
Qq	2923	2923	2923	2923	2923	2923	2923	2923	2923	2923	2923	2923	2923

2.1.2.2 室内照明设备散热形成的冷负荷

照明得热属于稳定得热, 一般得热量不随时间变化。根据照明灯具的类型和安装方式的不同, 照明设备散热形成的冷负荷可按下式 (2-14) 计算:

$$\text{白炽灯} \quad Q_{L\tau} = N \cdot J L_{\tau-T} \quad (2-14)$$

$$\text{荧光灯} \quad Q_{L\tau} = n_1 n_2 N \cdot J L_{\tau-T}$$

式中 N ——照明灯具所需功率, 参照表 1-9 取值用面积估算, W;

n_1 ——镇流器消耗功率系数, 当明装荧光灯的镇流器装在空调房间内时,

取 $n_1 = 1.2$; 当暗装荧光灯镇流器装设在顶棚内时, 可取 $n_1 = 1.0$;

n_2 ——灯罩隔热系数, 当荧光灯罩上部穿有小孔 (下部为玻璃板), 可利

用自然通风散热于顶棚内时, 取 $n_2 = 0.5 \sim 0.6$; 而荧光灯罩无通

风者, 则视顶棚内通风情况, 取 $n_2 = 0.6 \sim 0.8$;

T ——开灯时刻, h;

$\tau-T$ ——开灯时刻到计算时刻得时间, h;

$JL_{\tau-T}$ —— $\tau-T$ 时刻照明散热的冷负荷系数。

2.1.2.3 室内电器设备的散热形成的冷负荷

室内办公及电子设备的散热形成的冷负荷的计算见公式 (2-15)

$$Q_{E\tau} = Aq_f J E_{\tau-T} \quad (2-15)$$

式中 A ——空调区面积, m^2 ;

q_f ——电气设备的功率密度, 参照表 1-10 取值, W/m^2 ;

$J E_{\tau-T}$ —— $\tau-T$ 时刻设备散热的冷负荷系数。

表 2-8 2001 餐厅照明、设备热负荷

t	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	216.50	单位面积照明		12.00	W/m^2	单位面积设备		5.00	W/m^2			
$J E_{\tau-T}$	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
$Q_{E\tau}$	758	758	758	758	758	758	758	758	758	758	758	758	758
$J L_{\tau-T}$	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78
$Q_{L\tau}$	2026	2026	2026	2026	2026	2026	2026	2026	2026	2026	2026	2026	2026

2.1.2.3 食物散热形成的冷负荷

鸿业 7.0 负荷计算软件进行餐厅冷负荷计算时, 食物的散热形成的冷负荷, 显热按每位就餐客人 9W 考虑, 食物潜热散热量按每位就餐客人 8W 计算, 这与有的参考资料所给的估算值相差较大。

2001 餐厅面积为 $216.5m^2$, 人员密度为 0.37 人/ m^2 , 群集系数取 0.9。

食物显热 $Q_x = 216.5 \times 0.37 \times 0.9 \times 0.89 = 630$

食物潜热 $Q_q = 216.5 \times 0.37 \times 0.9 \times 0.89 = 588$

2.2 空调湿负荷计算

(1) 人体湿负荷

建筑物的湿负荷时室内人体和设备的散湿量，在高层建筑中，主要是人体的散湿量，其次是游泳馆等水表面的散湿量。人体散湿量的计算方法与人体散热量计算的处理方法相同，同样只取成年男子的人体散湿量作为计算标准，然后再利用人员的群集系数进行修正，用下式计算。

$$W_1 = wn_1n_2 \quad (2-16)$$

式中 W_1 ——人体散湿量，kg/h；

w ——单个成年男子的人体散湿量，kg/h；

n_1 ——室内全部人数；

n_2 ——室内人员的群集系数。

(2) 设备湿负荷

敞开水面散湿形成的湿负荷可按下式计算：

$$W = Fg \quad (2-17)$$

式中 W ——水面散湿形成的湿负荷，g/h；

F ——散湿水面的蒸发面积， m^2 ；

g ——单位水面的蒸发量， $kg/(m^2 \cdot h)$ ；

(2) 食物湿负荷

餐厅的食物散湿量 (kg/h)，可按下式计算：

$$W_2 = 0.012n_1n_2w \quad (2-18)$$

式中 W_2 ——食物散湿量，kg/h；

其余参数含义同上面公式

表 2-9 2001 餐厅湿负荷计算

t	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	216.50	单位面积人数		0.37		群集系数		0.89				
w	0.061	0.061	0.061	0.061	0.061	0.061	0.061	0.061	0.061	0.061	0.061	0.061	0.061
W_1	4.35	4.35	4.35	4.35	4.35	4.35	4.35	4.35	4.35	4.35	4.35	4.35	4.35
W_2	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86

2.3 空调冷负荷汇总

用鸿业负荷计算 7.0 计算负荷时，首先设置好该建筑的地理为位置，从而确定了室外气象参数。根据空调房间性质、使用功能确定房间的单位面积设备功率、

照明功率、人员密度等参数。然后根据建筑专业给的图纸，确定空调冷负荷计算的维护结构类型（包括外墙、外窗、外门等），然后计算维护结构的面积，把以上参数确定后，就可以用鸿业软件进行负荷计算。2001 负荷汇总如下表：

表 2-10 2001 餐厅冷负荷计算结果

	计算时刻	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00
		室外温度:	35.6	面积:	216.5	室内温度:	25	室内人数:	80.19	新风量:	1202.8	
人体	显热 全热	4781 7707	4781 7707	4781 7707	4781 7707	4781 7707	4781 7707	4781 7707	4781 7707	4781 7707	4781 7707	4781 7707
	湿负荷	4.3533	4.3533	4.3533	4.3533	4.3533	4.3533	4.3533	4.3533	4.3533	4.3533	4.3533
新风[冷]	显热 全热	3971 13421	3971 13421	3971 13421	3971 13421	3971 13421	3971 13421	3971 13421	3971 13421	3971 13421	3971 13421	3971 13421
	湿负荷	13.1144	13.1144	13.1144	13.1144	13.1144	13.1144	13.1144	13.1144	13.1144	13.1144	13.1144
设备	显热 全热	758 758	758 758	758 758	758 758	758 758	758 758	758 758	758 758	758 758	758 758	758 758
灯光	显热 全热	2026 2026	2026 2026	2026 2026	2026 2026	2026 2026	2026 2026	2026 2026	2026 2026	2026 2026	2026 2026	2026 2026
外墙[北]		长:	8.1	宽(高):	3.6	面积:	21.6					
	传热负荷温差	8.23	7.99	7.91	7.97	8.15	8.43	8.8	9.24	9.72	10.21	10.68
	总辐射照度 W/m ²	160	147	165	176	177	176	165	147	160	174	123
	冷负荷	363	352	349	351	359	372	388	407	429	450	471
外窗[北,2]		长:	2.1	宽(高):	1.8	面积:	3.78					
	传热负荷温差	5.3	6.1	6.8	7.5	8.2	8.8	9.2	9.3	9.1	9	8.6
	直射面积	3.78	0	0	0	0	0	0	0	3.78	3.78	3.78
	辐射照度 W/m ² (直 散)	8 96	0 121	0 136	0 145	0 145	0 145	0 136	0 121	8 96	38 68	49 33
	冷负荷	289	321	367	405	429	447	449	435	412	408	374
外墙[东]		长:	12.3	宽(高):	3.6	面积:	33.48					
	传热负荷温差	9.45	9.34	9.68	10.43	11.45	12.52	13.46	14.16	14.66	15.01	15.24
	总辐射照度 W/m ²	636	639	535	371	177	176	165	147	117	83	41
	冷负荷	646	638	661	713	782	856	920	968	1002	1026	1041
外窗[东,2]		长:	3	宽(高):	1.8	面积:	5.4					
	传热负荷温差	5.3	6.1	6.8	7.5	8.2	8.8	9.2	9.3	9.1	9	8.6

	直射面积	5.4	5.4	5.4	5.4	0	0	0	0	0	0	0
	辐射照度 W/m ² (直 散)	436 96	403 121	273 136	101 145	0 145	0 145	0 136	0 121	0 96	0 68	0 33
	冷负荷	1395	1503	1363	1075	612	638	641	621	569	507	419
食物	显热 全热	630 1218	630 1218	630 1218	630 1218	630 1218	630 1218	630 1218	630 1218	630 1218	630 1218	630 1218
	湿负荷	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84
小计	总冷负荷	27822	27945	27871	27675	27313	27443	27528	27561	27541	27521	27436
	冷负荷(不含新风)	14402	14524	14450	14254	13893	14022	14107	14140	14121	14101	14015
	新风冷负荷	13421	13421	13421	13421	13421	13421	13421	13421	13421	13421	13421
	总湿负荷	18.3076	18.3076	18.3076	18.3076	18.3076	18.3076	18.3076	18.3076	18.3076	18.3076	18.3076
	湿负荷(不含新风)	5.1933	5.1933	5.1933	5.1933	5.1933	5.1933	5.1933	5.1933	5.1933	5.1933	5.1933
	新风湿负荷	13.1144	13.1144	13.1144	13.1144	13.1144	13.1144	13.1144	13.1144	13.1144	13.1144	13.1144
	总冷指标	129	129	129	128	126	127	127	127	127	127	127
	冷指标(不含新风)	67	67	67	66	64	65	65	65	65	65	65
	新风冷指标	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62

经计算可得，3001 大餐厅的空调最大总负荷为 27945W，总湿负荷为 0.84kg/h，最大室内冷负荷为 14524W，室内湿负荷为 5.193kg/h。

二层空调房间的冷负荷计算结果见下表

表 2-11 2 层空调负荷汇总

房间编号	房间面积	室内新风量)	室内冷负荷	新风冷负荷	总冷负荷	室内湿负荷	新风湿负荷	冷负荷指标
	(m ²)	(m ³ /h)	Qn(W)	Qx(W)	Q(W)	(kg/h)	(kg/h)	(W/m ²)
2001[大餐厅]	216.5	1202.8	14524	13421	27945	5.193	13.115	129.1
2002[小餐厅]	21.6	120	1820	1339	3159	0.53	1.309	146.2
2003[小餐厅]	21.6	120	1639	1339	2978	0.53	1.309	137.9
2004[小餐厅]	20	111.1	1612	1240	2851	0.486	1.212	142.6
2005[小餐厅]	16.7	92.8	1349	1035	2384	0.408	1.011	142.7
2006[小餐厅]	19.4	107.8	1957	1203	3159	0.474	1.175	162.9
2007[商铺]	27.4	171.2	2386	1604	3990	0.905	1.589	145.6
2008[商铺]	28.6	178.8	2472	1675	4146	0.944	1.658	145
2009[商铺]	28.6	178.8	2472	1675	4146	0.944	1.658	145
2010[商铺]	28.6	178.8	2472	1675	4146	0.944	1.658	145
2011[商铺]	28.6	178.8	2972	1675	4647	0.944	1.658	162.5

每层空调负荷计算结果见下表。

表 2-12 空调冷负荷汇总

分类	面积	区域功能	总冷负荷	室内冷负荷	新风量	总冷负荷指标	节能指标
	m ²		kW	kW	m ³ /h	W/m ²	W/m ²
附属用房	2736.8	综合楼	359.42	198.97	15277.6	131.33	
1楼层	317.2	商铺	39.75	21.18	1982.5	125.32	200~250
2楼层	457.6	餐厅、商铺	63.38	35.05	2680.7	138.5	180~350
3楼层	518.8	大会议室	79.28	37.47	3794.0	152.82	180~280
4楼层	495.9	办公、会议	61.93	31.49	2899.5	124.88	100~200
5楼层	509.1	茶室、酒吧	55.05	36.27	1729.9	108.14	100~180
6楼层	268.3	办公室	33.14	19.35	1341.5	123.53	100~200
7楼层	169.9	办公室	28.27	19.54	849.5	166.41	100~200

第三章 设计方案论证

3.1 空调系统组成与分类

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。

空调系统根据不同的分类可以分为多种类型:

(1) 根据空气处理设备的集中程度分类:

1) 集中式空调系统:集中系统的所有空气处理设备(包括风机、冷却器、加湿器、过滤器等)都集中设在一个空调机房。

2) 半集中式空调系统:除了集中空调机房外,半集中系统还设有分散在被调房间内的二次设备(又称末端装置),其中多半设有冷热交换装置(亦称二次盘管),它的功能主要是在空气进入被调房间前,对来自集中处理设备的空气作进一步补充处理,如诱导空调系统、独立新风加风机盘管系统就属于半集中系统。

3) 分散式空调系统:该机组把冷热源和空气处理、输送设备(风机),集中设在一个箱体内,形成一个紧凑的空调系统。可以按照需要,灵活而分散地设置在空调房间内,因此局部机组不需集中的机房。一般用于家用空调。

(2) 根据负担室内热湿负荷所用的介质不同分类:

1) 全空气系统:空调房间的室内负荷全部由经过处理的空气来负担的空调系统。此种方式适用于较大的空间,使用风量较大,要有较大的风道或较高的风速,会产生噪音问题。

2) 全水系统:空调房间的热湿负荷全部靠水作为冷热介质来负担。因为水的比热大,所以要处理相同负荷时,水系统所需的管道所占空间小。但是水只能来消除余热余湿量,并不能解决房间的通风换气问题。所以此种系统只适用于小空间人流密度也不大,室内品质要求不太高的场所。

3) 空气-水系统:水和空气共同承担空调房间热湿负荷的系统,即可以用水系统来占用少量空间承担室内负荷,是现在大型建筑广泛采用的系统。

4) 冷剂系统:这种系统是将制冷系统的蒸发器直接放在室内来吸收余热余湿。这种方式常用于分散安装的局部空调机组,但由于冷剂管道不便于长距离输送,因此该系统不宜作为集中式空调系统来使用。

(3) 根据空调系统使用的空气来源分类:

1) 直流式系统:

所处理的空气全部来自空调房间内部,无室外空气补充,全部为再循环空气。这种系统冷热消耗量最省,但卫生效果差。这种系统应用于战时的地下蔽护所等战备工程以及很少有人进出的仓库。

2) 封闭式系统: 所处理的空气全部来自室外, 室外空气经处理后送入室内, 然后全部排出室外, 能量消耗较大, 但卫生效果较好。适用于不允许采用回风的场合, 如放射性实验室以及散发大量有害物的车间等。

3) 混合式系统: 上述两种系统的混合。这种空调系统处理的空气来源为部分回风和新风。既能满足卫生要求, 又经济合理, 故应用广泛。

3.2 空调系统的分类比较

1) 按空气处理设备的设置情况空调系统的分类比较可见下表 3-1

表 3-1 按空气处理设备的集中程度分类比较

比较项目	集中式空调系统	半集中式空调系统	分散式空调系统
系统优点	集中进行空气的处理、输送和分配; 设备集中、易于管理。	布置灵活, 各房间可独立调节室温, 房间不住人时可方便的关掉机组(关风机), 不影响其他房间, 从而比其他系统较节省运转费用。	把冷热源和空气处理、输送设备集中设置在一个箱体内, 形成一个紧凑的空调系统, 安装方便, 可灵活的布置在空调房间内。
系统缺点	集中供应时各空调区域冷热负荷变化不一致, 无法进行精确调节; 各种集中式均有风管尺寸大、占有空间大。	对机组制作应有较高的要求, 否则在建筑物大量使用时会带来维修方面的困难; 当机组没有新风系统同时工作时, 不能用于全年室内湿度有要求的地方。	空调机组是由压缩冷凝机组、蒸发器和通风机等联合工作的, 尽管压缩冷凝机组有较大的容量, 如果蒸发器(包括风机)的传热能力(面积、传热系数)不足, 则可能使制冷机的冷量得不到应有的发挥。
设备布置与机房	1、空调与制冷设备可以集中布置在机房; 2、机房面积较大; 3、有时可以布置在屋顶上或安设在车间柱间平台上。	1、只需要新风空调机房面积; 2、有集中的中央空调器, 还设有分散在各个被调房间内的末端装置; 3、分散布管敷设各种管线较麻烦。	1、设备成套, 紧凑。可以放入房间也可以安装在空调机房内; 2、机房面积小, 只需集中式系统的 50%, 机房层高较低; 3、机组分散布置, 敷设各种管线较麻烦。
消声与隔振	可以有效地采取消声和隔振措施	必须采用低噪声风机, 才能保证室内要求	机组安装在空气调节区内时, 噪声、振动不好处理
风管系统	1、空调送回风管系统复杂, 布置困难;	1、设室内时, 不接送回风管;	1、系统小, 风管短, 各个风口风量的调节比较容易, 达到均匀

--	--	--	--

	2、支风管和风口较多时，不易均衡调节风量。	2、当和新风系统联合使用时，新风管较小。	2、直接放室内，可不接送风管和回风管； 3、余压小。
系统应用	1、全新风系统； 2、一次回风系统； 3、一、二次回风系统。	1、末端再热式系统； 2、风机盘管机组系统； 3、诱导器系统。	1、单元式空调器系统； 2、窗式空调器系统； 3、分体式空调器系统； 4、半导体式空调器系统。
空气分布	可以进行理想气流分布	气流分布受到一定制约	气流分布受制约
使用寿命	使用寿命长	使用寿命长	使用寿命短

2) 按负担室内空调负荷所用介质空调系统的分类标胶可见表 3-2

表 3-2 按负担室内空调负荷所用介质分类空调系统比较

	系统特征	系统适用性	系统应用
全空气系统	室内空调负荷全部由处理过的空气承担	(1) 建筑空间大、易于布置风道 (2) 室内温、湿度及洁净度要求严格 (3) 负担大或潜热负荷大的场合	单风道系统 双风道系统 定风量系统 变风量系统 全空气诱导器系统
全水系统	室内空气负荷全部由水来负担	(1) 建筑空间小，不易于布置风道的场合 (2) 不需通风换气的场所	风机盘管系统（无新风） 辐射板系统（无新风）
空气-水系统	室内空调负荷由空气和水共同承担	(1) 室内温、湿度控制要求一般的场所 (2) 层高较低的场所 (3) 冷负荷较小，湿负荷也较小的场所	风机盘管+新风系统 空气-水诱导器系统 辐射板系统+新风系统
冷剂系统	空调房间负荷由制冷剂直接负担	(1) 空调房间布置分散 (2) 要求灵活控制空调使用时间 (3) 无法设置集中式冷、热源	单元式空调机组 房间空调器 多联式空调机组 水环热泵空调系统

3) 按空调系统处理的空气来源分类的空调系统比较见表 3-3。

表 3-3 按处理的空气来源分类空调系统的比较

	系统特征	系统适用性	系统应用
封闭式系统	处理空气为室内再循环的空气，无新风	无人或很少有人进入的场所	再循环空气系统
直流式系统	处理的空气全部为室外新风，不使用回风	不允许采用回风的场合，如散发有害物的空调房间	全新风系统
循环式系统	处理的空气一部分为室外新风，另一部分为室内回风	既要求满足卫生要求，又要求系统经济上合理的场合	一次回风系统 二次回风系统

3.3 空调系统的确定

3.3.1 房间使用特点

该建筑为属于综合楼，由于空调区域纷繁复杂，各个房间负荷情况不同，因此应根据空调房间使用特性来选择空调系统。

3-4 附属用房的使用特性

	房间类型	房 间 特 点
一层	商铺	考虑到每个商铺可能使用时间不同，因此宜采用可以单独控制的空调系统
二层	商铺、餐厅、包间	餐厅的冷负荷较大，需要较大的新风量，包间使用时间不确定，餐厅和包间的空调设备应该能单独控制
三层	大会议室	空调面积较大，开机、关机时间比较集中，送风量比较大，因此宜采用全空气系统
四层	会议室、办公室	会议室和办公室的设计不同，使用时间也不同，噪声要求比较高，需要单独控制
五层	茶室、包间、酒吧	室内散热设备比较多，房间负荷比较大，包间使用时间不确定
六层	办公室	该层房间较少，而且布置比较分散，需要单独控制

七层	办公室	该层是由一个大办公室和多个小办公室组成，不同办公室的空调设备需要单独控制。
----	-----	---------------------------------------

3.3.2 空调系统的确定

根据空调房间的使用特点,和第五章第二节不同空调系统的特点与适用情况,选择不同房间的空调系统如表 3-5。

表 3-5 空调房间系统的确定

	房间类型	空调系统确定
一层	商铺	风机盘管加新风系统
二层	商铺、餐厅、包间	风机盘管加新风系统
三层	大会议室	全空气系统
四层	会议室、办公室	风机盘管加新风系统
五层	茶室、包间、酒吧	风机盘管加新风系统
六层	办公室	风机盘管加新风系统
七层	办公室	风机盘管加新风系统

本建筑风机盘管加新风系统多用于办公室,采用单独设新风系统,独立供给室内,该方案优点的是风机盘管的处理量较小,风机盘管的噪声较低,可以保证办公室能达到噪声要求。新风机处理到室内焓值,新风不承担室内符合。该方案的缺点是风机盘管处于湿工况运行,机组易发生霉菌,卫生条件差,需要定期清理换热盘管。

3.4 空调水系统确定

3.3.1 空调水系统的分类

空调管路系统形式繁多,以下为常见分类形式:

- 1) 按介质(如水)是否与空气接触划分为:闭式系统、开式系统;
- 2) 按系统中各并联环路中水的流程划分为:同程系统、异程系统;
- 3) 按系统循环水量的特性划分为:定流量系统、变流量系统;
- 4) 按系统中循环水泵设置情况划分为:单级泵系统、多级泵系统;

5) 按冷热水管道的设置方式划分为：双管制系统、三管制系统、四管制系统。

3.3.2 空调水系统的比较

表 3-6 空调水系统的比较

划分原则	系统形式	特征	特点
按介质（如水）是否与空气接触划分	闭式系统	系统中的介质基本上不与空气接触	1.对管路，设备的腐蚀性小 2.水容量比开式系统小 3.系统中水泵只需克服系统的流动阻力 4.系统简单 5.系统的蓄冷能力差
	开式系统	系统中的介质与空气想接触，系统中有水箱	1.有较大水容量，因此温度较稳定，蓄冷能力大 2.系统的腐蚀性强 3.循环水泵的扬程大；要克服系统的流动阻力，还要消耗较多的提升介质高度所需的能量
按系统中的各并联环路中水的流程划分	同程系统	各并联环路中水的流程基本相同，即各环路的管路总长基本相等	1.系统各环路间的流动阻力容易平衡，因此系统的水力稳定性好，流量分配均匀 2.管路布置复杂，管路长 3.比异程系统初投资大
	异程系统	各并联环路中水的流程各不相同，即各环路的管路总长也不一样	1.管路布置简单，节约管路及其占用空间 2.初投资比同程系统低 3.由于流动阻力不易平衡，常导致水流量分配不均
按系统循环水量的特性划分	定流量系统	系统中的循环水量保持定值；常采用三通阀定流量调节，即当负荷降低时，一部分水流量与负荷成比例地流经风机盘管或空调器，另一部分从三通阀旁通，保持环路中水流量不变	1.系统简单，操作方便 2.低负荷时，水泵仍按设计流量运行。因此，输送能耗始终为设计最大值 3.配管设计时，不能考虑同时使用系数
	变流量系统	系统中供回水温度保持不变，负荷变化时，可通过改变供水流量来	1.输送能耗随着负荷的减少而降低 2.水泵容量、电耗也相应减少 3.系统相对复杂，要配一定自动控制

		调节	4.配管设计时，可以考虑同时使用系数
--	--	----	--------------------

按系统中循环水泵设置情况划分	单级泵系统	系统中只用一组循环泵，即冷热源侧和负荷侧合用同一组循环泵	1.系统简单，初投资省 2.不能调节水泵流量、不能节省水泵输送能量
	双级泵系统	冷、热源侧与负荷侧分别设置循环水泵	3.可以降低冷冻水的输送电耗 4.系统比单机泵系统复杂 5.初投资稍高
按冷热水管道的设置方式划分	双管制	冬季供应热水、夏季供应冷水都是用相同的管路	1.系统简单，布置方便 2.系统投资较省 3.系统不能同时既供热又供冷，只能按不同时间分别运行
	三管制	系统中有冷、热两条供水管，但共用一根回水管	1.能同时满足供热、供冷的要求 2.有冷热混合损失 3.投资高于双管系统
	四管制	供冷、供热分别由供、回水管承担，构成供冷与供热彼此独立的水系统	1.能同时满足供冷、供热的要求，且没有冷、热混合损失 2.管道占用空间大 3.系统初投资较高

该建筑建筑高度为 26.7m，属于中高层建筑，因此采用单级泵系统。考虑到开式系统所需的水泵扬程较大，功率较大，由于冷冻水与空气接触对管道的腐蚀较大，因此采用膨胀水箱定压的闭式系统。考虑到多管制的设计较复杂、初投资较大，因此采用两管制系统。每一层的建筑面积不大，同程系统设计复杂造价较高，因此采用异程式系统。

第四章 空气处理过程计算

4.1 风机盘管系统新风量计算

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) 满足卫生要求的人均新风量 G_{w1} ；

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；考虑满足卫生要求所需的新风量时，本次设计主要参考《公共建筑节能设计标准》.GB 50189—2005 推荐的人均设计新风量，见下表

表 4-1 公共建筑主要空间的设计新风量

建筑类型与房间名称			新风量[m³/(h·p)]
旅游 旅馆	客 房	5 星级	50
		4 星级	40
		3 星级	30
	餐厅、宴会厅、多功能厅	5 星级	30
		4 星级	25
		3 星级	20
		2 星级	15
	大堂、四季厅	4~5 星级	10
	商业、服务	4~5 星级	20
		2~3 星级	10
	美容、理发、康乐设施		30
旅店	客 房	1~3 级	30
		4 级	20
文化 娱乐	影剧院、音乐厅、录像厅		20
	游艺厅、舞厅、K 歌厅		30
	酒吧、茶座、咖啡厅		10
体 育 馆			20
商场、书店			20
饭馆、餐厅			20
办 公			30
学校	教 室	小 学	11
		初 中	14
		高 中	17

室内人员数量，能确定室内人数的根据现场实际情况而定；不能确定室内数量时，根据表 1-11 查相应建筑相应房间的人均使用面积，然后根据面积估算室内人数。

(2) 补充局部排风量和维持室内正压所需的渗透风量 G_{w2} ;

由于空调房间不安装排风扇，因此只需要维持一定的室内正压即可，一般情况下室内正压在 5~10Pa 即可,本工程按室内外压差为 5Pa。根据外门、外窗的缝隙长度来计算维持室内正压所需的最小新风量，见下表。

表 4-2 单位长度缝隙的渗透风量

维护结构两侧压差 (Pa)	缝隙渗透风量 ($m^3/h.m$)		
	单层钢窗	双层钢窗	门
5	2.6	1.8	16.6
10	4	2.8	23.5
20	6.1	4.3	33.3
25	7.1	4.9	37.2
50	10.9	7.6	62.6
注：门缝宽度为0.02			

(3) 系统总风量的 10% G_{w3} ;

通常根据上述两个要求计算出的新风量，取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%。系统送风量可以按照以下步骤计算。

I 根据室内冷负荷和室内湿负荷确定热湿比。

II 延长热湿比线与 90%相对湿度线的交点即为送风状态点 O。

III 根据室内焓值与送风点焓值，按下式计算送风量。

$$G = \frac{Q}{i_N - i_O}$$

计算出送风风量后，取其 10%~15%为最小新风量为 G_{w3} 。然后取 G_{w1} 、 G_{w2} 、 G_{w3} 三者的最大值为房间的新风量。

新风量计算举例

计算 1002 商铺的新风量，该商铺只有外门有 1 扇对开外门，可开启部分宽为 2m 高为 2.5m。房间面积为 35.5m²。

解：

(1) 满足卫生要求的人均新风量 G_{w1}

查表 1-11 得商铺单位面积人数为 3.2，查表 2-4 得人均新风量为 20m³/h.p。

因此用下式计算可得：

$$G_{w1} = \frac{35.5}{3.2} \times 20 = 221.9m^3/h$$

(2) 补充局部排风量和维持室内正压所需的渗透风量 G_{w2}

外门的缝隙长度为 $Lc = 2.5 \times 3 + 2 \times 2 = 11.5m$

根据维护结构两侧压差为 5Pa 查表 2-5，外窗和外门的单位长度渗透风量分别为 1.8 和 16.6，由下式计算 G_{w2}

$$G_{w2} = 11.5 \times 16.6 = 190.9m^3/h$$

(3) 系统总风量的 10% G_{w3}

由负荷计算可得房间的冷负荷为 2180w，湿负荷为 0.21g/s，2001 商铺室内设计参数见下表。

表 4-3 1002 商铺设计参数

	温度	相对湿度	焓值
室内参数	27±1℃	56%	60.4kJ/kg
室外参数	35.6℃	56.6%	90.9kJ/kg

将室内外设计参数标注于焓湿图，见焓湿图 4-1

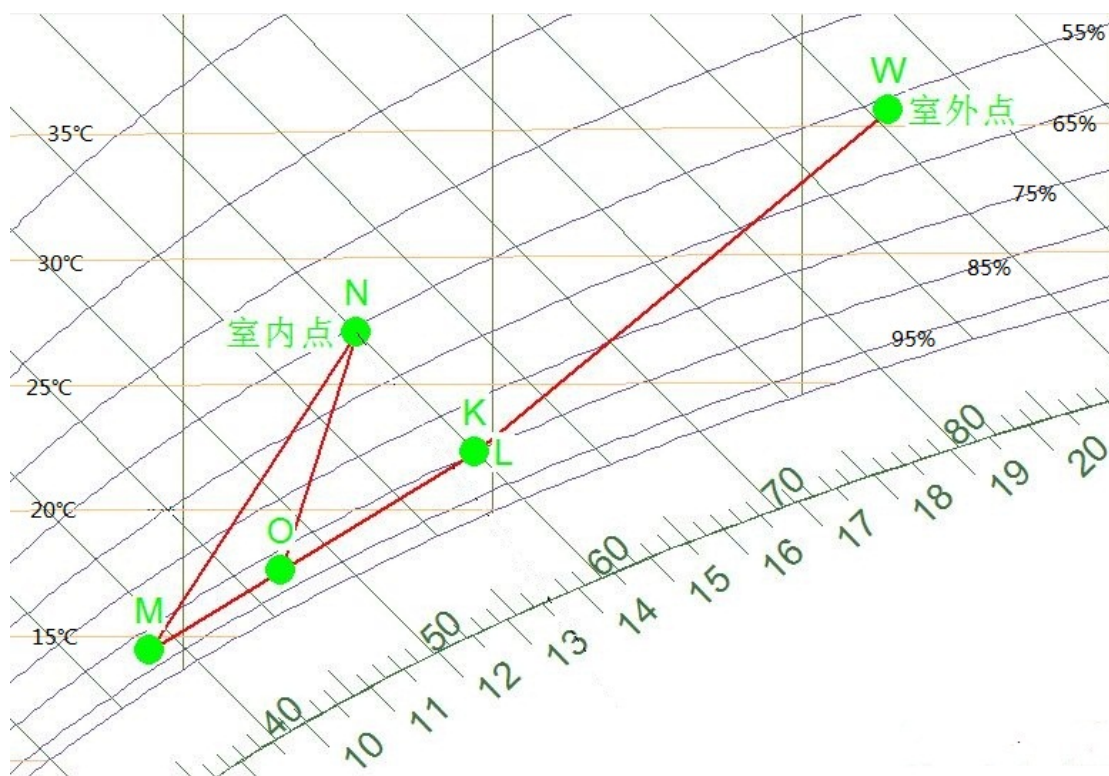


图 4-1 2001 商铺风机盘管加新风处理过程

$$(1) \text{ 热湿比 } \varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{2.18}{0.21} \times 1000 = 10380 \text{ kJ/kg}$$

(2) 确定送风状态点：如下图，在 $i-d$ 图上根据 $t_N=27^\circ\text{C}$ 及 $\varphi_n=56\%$ 确定室内状态点 N， $i_N=60.4\text{kJ/kg}$ ；干球温度 $t_d=35.6^\circ\text{C}$ 和相对湿度 $\varphi_n=56.6\%$ 确定室外状态点 W， $i_w=90.9\text{kJ/kg}$ 。过 N 点作 $\varepsilon=10380\text{kJ/kg}$ 线与 $\varphi=90\%$ 的曲线相交于 O 点，得 $t_o=17^\circ\text{C}$ ， $i_o=46.3\text{kJ/kg}$ 。

(3) 根据 i_N 等焓线和新风处理后的及其露点相对湿度 85%，定出 L 点。

$$t_L = 22.3^\circ\text{C}, \quad i_L = 60 \text{ kJ/kg}$$

(4) 总送风量：

$$G = \frac{Q}{i_N - i_o} = \frac{2.18}{60.4 - 46.3} \times \frac{3600}{1.09} = 550.1 \text{ m}^3/\text{h}$$

各个房间空调新风量的计算详见附表。

4.2 风机盘管的处理过程

现以 1002 商铺为例选择风机盘管型号。该空调房间室内冷负荷为 $Q = 2.18kW$ ，室内湿负荷为 $W = 0.21g/s$ ，新风量为 $G_w = 221.9m^3/h$ 。设计参数见下表 4-2。

表 4-2 1002 商铺设计参数

	温度	相对湿度	焓值
室内参数	$27 \pm 1^\circ\text{C}$	56%	60.4kJ/kg
室外参数	35.6°C	56.6%	90.9kJ/kg

$$(1) \text{ 热湿比 } \varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{2.18}{0.21} \times 1000 = 10380 \text{ kJ/kg}$$

(2) 确定送风状态点：如下图，在 $i-d$ 图上根据 $t_N = 27^\circ\text{C}$ 及 $\varphi_n = 56\%$ 确定室内状态点 N， $i_N = 60.4 \text{ kJ/kg}$ ；干球温度 $t_d = 35.6^\circ\text{C}$ 和相对湿度 $\varphi_n = 56.6\%$ 确定室外状态点 W， $i_w = 90.9 \text{ kJ/kg}$ 。过 N 点作 $\varepsilon = 10380 \text{ kJ/kg}$ 线与 $\varphi = 90\%$ 的曲线相交于 O 点，得 $t_o = 17^\circ\text{C}$ ， $i_o = 46.3 \text{ kJ/kg}$ 。

(3) 根据 i_N 等焓线和新风处理后的及其露点相对湿度 85%，定出 L 点。

$$t_L = 22.3^\circ\text{C}, \quad i_L = 60 \text{ kJ/kg}$$

(4) 总送风量：

$$G = \frac{Q}{i_N - i_o} = \frac{2.18}{60.4 - 46.3} \times \frac{3600}{1.09} = 550.1 \text{ m}^3/h$$

(5) 风机盘管风量：

$$G_F = G - G_w = 550.1 - 221.9 = 328.2 \text{ m}^3/h$$

(7) 风机盘管机组出口空气的焓 i_M ：

$$i_M = i_o - \frac{G_w \times (i_L - i_o)}{G_F} = 46.3 - \frac{221.9 \times (60.4 - 46.3)}{328.2} = 37 \text{ kJ/kg}$$

连接 L，O 两点并延长与 i_M 相交于 M 点，查的 $t_M = 14.5^\circ\text{C}$ 。

(8) 风机盘管供冷量:

$$\text{全冷量 } Q_T = G_F(i_N - i_M) = \frac{550.1 \times 1.01}{3600} \times (52.9 - 40.37) = 1.93 kW$$

(9) 计算新风冷量:

$$Q_w = G_W(i_W - i_L) = \frac{221.9 \times 1.01}{3600} \times (90.9 - 60.4) = 1.9 kW$$

其余房间处理过程见附表

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。选择风机盘管时, 风机盘管的额定制冷(热)量必须满足公式(4-1)和公式(4-2)

$$Q \geq (1 + \beta_1 + \beta_2) Q_0 \quad (4-1)$$

$$Q_X \geq (1 + \beta_1 + \beta_2) Q_{X0} \quad (4-2)$$

式中 β_1 ——风机盘管积灰致使盘管的换热损耗附加率, 夏季用风机盘管为

10%, 冬季用风机盘管为 15%, 冬夏两用风机盘管为 20%。

β_2 ——风机盘管间歇使用附加率为 20%。

由于房间数量比较多, 类型也不相同, 冷量各有差异, 下面以 1002 商铺为例, 对风机盘管的选择计算来进行说明。

风机盘管额定冷量:

$$Q \geq (1 + \beta_1 + \beta_2) Q_0 = (1 + 10\% + 20\%) \times 1.93 = 2.5 kW$$

风机盘管的额定风量:

由风机盘管的处理过程计算可得, 风机盘管的额定风量为 328.2 m³/h, 考虑到风机积尘、运行效率下降, 乘以 20% 的修正系数, 因此风量为 328.2 × 1.2 = 393.5 m³/h。

根据以上数据所选的风机盘管为上海开利空调设备有限公司生产的吊顶卧式暗藏风机盘管 42CE003, 台数 1 台。型号编码 42 代表产品系列号, CE 代表卧式暗装, 003 代表风量为 3 × 170 = 510 m³/h。其余房间的设备选型见附表, 设备的性能参数见表 4-3。

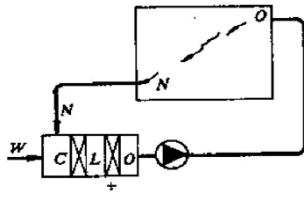
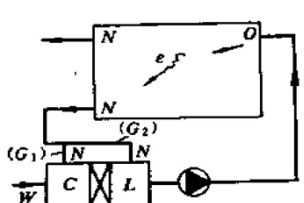
表 4-3 开利公司 42CE 系列风机盘管性能参数表

型号	转速	风量	冷量	热量	噪音	水流量	水压降
		m ³ /h	kW	kW	dB(A)	kg/h	kPa
CE002	高速	410	2050	3480	42	360	25
	中速	340	1743	2923	40		
	低速	260	1435	2506	36		
CE003	高速	550	2820	4700	44	480	26
	中速	450	2425	3995	41		
	低速	350	2002	3431	38		
CE004	高速	750	3740	6260	46	660	35
	中速	600	3254	5384	44		
	低速	470	2768	4632	41		
CE008	高速	1500	7500	12490	55	1290	35
	中速	1230	6450	10741	52		
	低速	950	5475	9243	50		
CE0010	高速	1800	8300	13830	58	1440	50
	中速	1480	7387	11894	56		
	低速	1120	6225	10234	53		

4.3 全空气系统分类

3001 大会议室空调系统采用全空气系统，全空气系统根据新风、回风混合过程的不同，常见有一下的两种形式见表 4-3。

表 4-4 空气处理过程分类

混合方式	处理过程	特点	适用范围
一次回风		1.回风仅在热湿处理设备前混合一次 2.可利用最大送风温差送风，当送风温差受限时，可利用再热满则送风温度，但是冷量热量相互抵消，浪费能源	1.可利用最大送风温差送风的公共建筑 2.室内散湿量较大的场合
二次回风		1.回风在热湿处理设备前、后各混合一次、第二次回风量并不承担室内符合，仅提高送风温度，或增加室内空气循环	1.送风温差受限，而不容许用热源进行再热

		2.相比于一次回风方式,可节省再热冷量	2.室内散湿量较大,用再打送风温差送风不满足换气次数要求时 3.高换气次数的洁净车间产房需采用二次回风
--	--	---------------------	--

考虑到一次回风送风温差较大,影响会议室热舒适性,因此采用二次回风全空气系统。

4.4 全空气系统处理过程

3001 会议室室内冷负荷 $Q = 28.3kW$, 室内湿负荷 $W = 2.41g/s$, 新风量为 $G_w = 3200m^3/h$, 送风温差为 $8^\circ C$ 。设计参数见下表 4-2。

表 4-5 3001 会议室设计参数

	温度	相对湿度	焓值
室内参数	$25 \pm 1^\circ C$	56%	54.2kJ/kg
室外参数	$35.6^\circ C$	56.6%	90.9kJ/kg

$$(1) \text{ 热湿比 } \varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{28.3}{2.41} \times 1000 = 11742.7kJ/kg$$

(2) 确定送风状态点: 如下图, 在 $i-d$ 图上根据 $t_N = 25^\circ C$ 及 $\varphi_n = 56\%$ 确定室内状态点 N, $i_N = 54.2kJ/kg$; 干球温度 $t_d = 35.6^\circ C$ 和相对湿度 $\varphi_n = 56.6\%$ 确定室外状态点 W, $i_w = 90.9kJ/kg$ 。过 N 点作 $\varepsilon = 11742.7kJ/kg$ 线与 $\varphi = 90\%$ 的曲线相交于 O 点, 得 $t_o = 17^\circ C$, $i_o = 43.7kJ/kg$ 。

(3) 连接 O、N 点, 延长线交于 90% 相对湿度线, 得 L 点。

$$t_L = 15.8^\circ C, \quad i_L = 42.1kJ/kg$$

(4) 总送风量:

$$G = \frac{Q}{i_N - i_o} = \frac{28.3}{54.2 - 43.7} \times \frac{3600}{1.11} = 8690.1m^3/h$$

(5) 一次混合后总风量:

$$G_L = G \frac{i_N - i_O}{i_N - i_L} = \frac{54.2 - 43.7}{54.2 - 42.1} \times 8690.1 = 7541 \text{ m}^3 / \text{h}$$

(6) 一次回风量:

$$G_1 = G_L - G_w = 7541 - 3200 = 4371 \text{ m}^3 / \text{h}$$

(7) 二次回风量:

$$G_2 = G - G_L = 8690 - 7541 = 1149 \text{ m}^3 / \text{h}$$

(8) 一次混合状态点 C:

$$i_C = \frac{G_1 i_n + G_w i_w}{G_1 + G_w} = \frac{4371 \times 54.2 + 3200 \times 90.9}{4371.2 + 3200} = 69.7 \text{ kJ} / \text{kg}$$

(9) 设备冷量:

$$Q = G_L (i_C - i_L) = \frac{7541 \times 1.12}{3600} \times (69.7 - 42.1) = 64.7 \text{ kW}$$

全空气处理过程见图 4-2。

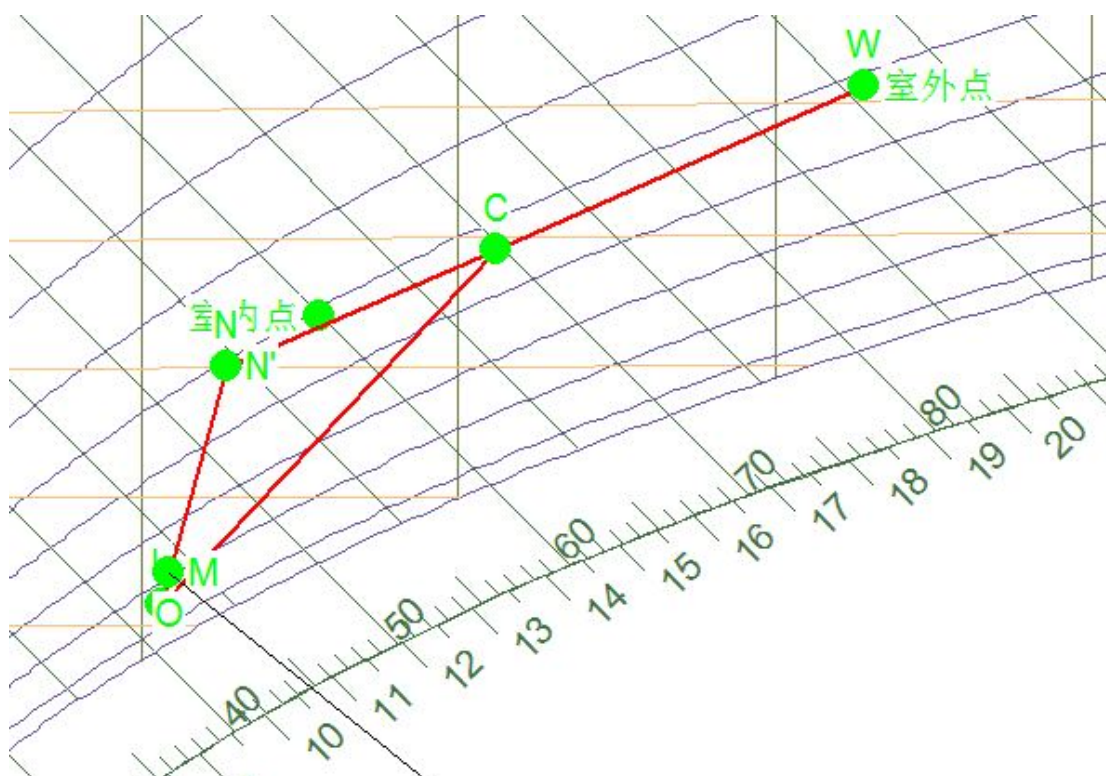


图 4-2 3001 会议室二次回风处理过程

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。

如要下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/955121243112012010>