

2021 年 CAR-ASHRAE 学生设计竞赛

中国建筑第八工程局有限公司办公楼

暖通空调工程设计

设计说明书

2021 年 6 月

设计要点汇总表

项目	内 容				备 注
功能分区	分区负荷 (kW)		单位空调面积负荷 (W/m ²)		
	冷负荷	热负荷	冷负荷	热负荷	
负 荷 计 算	1F-大堂	104.04	57.70	111.48	61.83
	1F-餐厅	102.38	136.79	213.53	285.30
	1F-大包	15.45	15.98	162.96	168.49
	1F-中包	4.68	7.13	103.76	157.90
	1F-小包	2.90	4.75	99.07	162.14
	1F-备餐区	2.11	3.22	45.90	70.02
	1F-更衣室	0.83	1.73	35.64	74.32
	1F-休息厅-1	15.72	7.74	178.91	88.02
	1F-休息厅-2	15.73	7.89	179.47	90.08
	1F-档案室	23.04	14.16	69.86	42.95
	1F-荣誉室	9.75	6.13	31.48	19.78
	1F-信访接待室	3.73	4.32	43.15	49.91
	1F-值班室	0.60	1.03	33.04	57.12
	1F-消防控制室	5.28	2.65	87.41	43.84
	1F-车班调度室	6.43	3.70	132.54	76.26
	1F-休息室-1	4.62	2.73	101.38	59.90
	1F-休息室-2	4.21	2.52	102.19	61.20
	1F-休息室-3	4.21	2.52	102.19	61.20
	1F-档案管理	5.50	2.87	124.79	65.09
	1F-办公室-1	3.77	2.37	131.73	82.63
	1F-办公室-2	3.69	1.93	285.56	149.26
	1F-走廊	8.18	6.04	75.97	56.09
	2F-球类活动室	37.81	33.93	64.95	58.28
	2F-大会议室	117.35	171.47	270.07	394.62
	2F-阳光休息厅	28.87	24.77	81.22	69.69
	2F-健身活动室	9.94	8.10	28.25	23.03
	2F-备品室	3.16	2.46	18.35	14.25
	2F-器械活动室	29.01	19.25	184.19	122.23
	2F-舆图阅读室	10.23	7.87	72.03	55.39
	2F-VIP 休息室	4.98	5.77	55.87	64.78
	2F-舞蹈室	6.14	6.14	104.45	104.44
	2F-走廊	9.78	7.66	30.17	23.62
	3F-集中办公室-1	50.55	47.35	84.95	79.58
	3F-集中办公室-2	11.45	8.25	101.36	72.99
	3F-党员活动室	7.88	4.82	60.31	36.86

手算+软件计算:

手算: 夏季设计日采用冷负荷系数法, 计算所得总负荷为各房间逐时负荷累加值的最大值, 由于该建筑经全年负荷模拟后无明显内区, 故冬季采用采用稳态传热法。

软件: 利用绿建斯维尔软件进行全年负荷模拟, 列表中负荷已经包含新风负荷。

	3F-物业办公室	2.44	1.68	49.70	34.21	
	3F-办公室-1	4.02	2.00	93.74	46.79	
	3F-办公室-2	2.73	2.00	65.59	48.15	
	3F-办公室-3	3.71	1.90	89.32	45.70	
	3F-办公室-4	1.73	1.15	57.18	37.85	
	3F-休息厅	9.00	5.44	102.42	61.90	
	3F-录音室	2.49	3.31	60.63	80.55	
	3F-走廊	9.09	5.24	30.23	17.41	
	4F-集中办公室-1	25.94	24.03	76.73	71.10	
	4F-集中办公室-2	20.97	21.56	76.15	78.29	
	4F-办公室-1	7.51	2.73	66.38	24.10	
	4F-办公室-2	2.43	2.00	56.78	46.60	
	4F-办公室-3	4.02	2.00	93.74	46.79	
	4F-办公室-4	3.71	1.90	89.32	45.70	
	4F-办公室-5	2.73	2.00	65.59	48.15	
	4F-工会之家	13.27	13.07	77.23	76.10	
	4F-小会议室	6.38	7.38	70.36	81.31	
	4F-走廊	9.81	5.98	32.58	19.84	
	5F-集中办公室-1	25.93	23.92	76.70	70.77	
	5F-集中办公室-2	20.97	21.53	76.15	78.19	
	5F-办公室-1	6.96	2.66	51.10	19.54	
	5F-办公室-2	7.51	2.73	66.38	24.10	
	5F-办公室-3	4.02	2.00	93.74	46.79	
	5F-办公室-4	2.47	2.01	57.68	46.97	
	5F-办公室-5	3.71	1.92	89.32	46.22	
	5F-办公室-6	2.67	1.99	64.09	47.78	
	5F-备品室	2.88	3.22	80.93	90.29	
	5F-休息厅	9.00	5.44	102.42	61.84	
	5F-小会议室	6.38	7.24	70.29	79.80	
	5F-走廊	9.81	5.98	32.58	19.84	
	6F-集中办公室-1	25.93	23.92	76.70	70.77	
	6F-集中办公室-2	20.97	21.55	76.15	78.24	
	6F-集中办公室-3	15.85	14.16	92.25	82.44	
	6F-办公室-1	7.51	2.73	66.38	24.10	
	6F-办公室-2	4.52	2.80	73.17	45.29	
	6F-办公室-3	4.02	2.00	93.74	46.79	
	6F-办公室-4	2.47	2.01	57.68	46.97	
	6F-小会议室	6.38	7.33	70.29	80.81	
	6F-会客厅	3.28	3.48	70.36	74.56	
	6F-走廊	9.21	5.57	33.36	20.17	
	7F-集中办公室-1	27.86	25.35	77.01	70.06	

	7F-集中办公室-2	13.77	14.65	74.57	79.34	
	7F-集中办公室-3	12.00	11.26	76.13	71.42	
	7F-办公室-1	6.92	2.63	52.06	19.78	
	7F-办公室-2	7.51	2.73	66.32	24.09	
	7F-办公室-3	4.52	2.80	73.17	45.29	
	7F-办公室-4	3.59	1.89	83.89	44.20	
	7F-休息厅	9.00	5.44	102.42	61.84	
	7F-会客厅	3.28	3.48	70.36	74.56	
	7F-保密室	3.34	3.66	78.05	85.37	
	7F-备品室	3.46	3.77	97.09	105.78	
	7F-走廊	9.21	5.57	33.36	20.17	
	8F-集中办公室-1	20.99	21.71	76.22	78.82	
	8F-集中办公室-2	14.01	12.82	75.85	69.41	
	8F-集中办公室-3	15.85	14.16	92.25	82.44	
	8F-办公室-1	7.51	2.73	66.32	24.09	
	8F-办公室-2	2.47	2.01	57.68	46.97	
	8F-办公室-3	4.02	2.00	93.74	46.79	
	8F-办公室-4	3.71	1.92	89.32	46.22	
	8F-办公室-5	2.73	2.00	65.59	48.15	
	8F-会客室	9.16	8.02	59.73	52.26	
	8F-小会议室	6.39	7.48	70.44	82.42	
	8F-走廊	9.81	5.99	32.58	19.88	
	9F-集中办公室	46.89	41.25	101.38	89.20	
	9F-办公室-1	2.85	2.16	66.40	50.50	
	9F-办公室-2	3.42	2.86	79.72	66.78	
	9F-办公室-3	2.75	2.11	66.06	50.75	
	9F-办公室-4	3.22	2.71	77.47	65.12	
	9F-休息厅	6.67	5.27	75.89	59.95	
	9F-会议室	31.76	38.61	106.57	129.57	
	9F-备品室	1.47	2.02	33.28	45.86	
	9F-走廊	9.43	11.12	27.29	32.19	
	整个建筑	1143.17	1187.41	71.37	74.13	
空调末端形式	<p>◆办公区域 本次设计办公区域独立性较强，宜采用分散型空调末端系统，故夏季采用水冷多联机系统下送风+新风系统，冬季采用地板辐射末端+新风系统。</p> <p>◆员工餐厅 餐厅夏季热湿比线较为平缓，与 90% 相对湿度线交点温度过低，采用机器露点送风时送风温差不满足人员对热舒适的要求，故员工餐厅采用全空气二次回风系统。</p>					<p>分区原则：</p> <p>(1) 室内参数相近以及室内热湿比相近的房间可合并在一起。这样空气处理和控制要求比较一致，容易满足要求。</p> <p>(2) 朝向、层次等位置上相近的房间宜组合在一起。这</p>

	<p>◆大会议室</p> <p>大会议室房间面积较大，层高比较高，使用期间室内人员较为密集。故空调末端形式选用座椅送风，为保证人员活动区内温差不至于过大，送风温度不宜设置过低，因此，空气处理方案选用全空气定风量二次回风方案。</p> <p>◆大堂与休息厅</p> <p>大堂与休息厅层高较高，而人员仅在近地面处活动，故夏季采用风机盘管（1层）或多联机末端（3-9层）中送风，冬季均采用地板辐射采暖，二者合用新风系统。</p> <p>◆球类活动室</p> <p>球类活动室中羽毛球运动对风速存在较高的要求，通过CFD技术模拟布袋送风与地板辐射空调+新风系统，得出了在夏季布袋送风更优，冬季地板辐射空调+新风系统更优的结论，经过技术权衡后选择夏季采用布袋送风，冬季采用地板辐射采暖，二者合用地板送新风。</p> <p>◆档案室</p> <p>档案室内储存图纸资料等，空调系统需要24小时运行，由于档案室的使用时间及负荷特性与办公楼其他区域差异较大，故档案室的空调系统不使用集中冷热源，且需要满足档案对温湿度的严格要求，所以选择一台带有独立冷热源的恒温恒湿空调机组。</p>	<p>样风道管路布置和安装较为合理，同时也便于管理。</p> <p>(3) 工作班次和运行时间相同的房间采用同一系统。这样有利于运行和管理，对个别要求24小时运行或者间歇运行的房间可单独配置空调机组。</p> <p>(4) 根据防火要求，空调系统分区应与建筑防火分区相对应。</p>
冷热源方案	<p>经过充分的自然资源调研与技术性、经济性比较分析后，本设计选用太阳能-地埋管地源热泵系统。在空调季中，太阳能集热系统提供生活热水，室内冷量由水冷多联机和地源热泵机组承担，由地埋管换热器提供水冷多联机与热泵机组的冷却水。在过渡季中，太阳能集热系统将集热量贮存于土壤中供供暖季取用。在供暖季中，由于地板辐射末端对热能品位的要求较低，在太阳能充足的条件下优先使用太阳能直供辐射末端，在太阳能不能满足建筑的全部需求时采用地源热泵补充。</p> <p>冷热源选用两台地源热泵机组和水冷多联机，夏季开启其中一台热泵机组与水冷多联机，冬季开启两台热泵机组，夏季热泵机组供回水温度均为7/12°C。冬季热水分为低温热水和高温热水分别供给地板辐射采暖末端和空气处理机组，供回水温度分别为40/30°C和60/50°C。</p>	<p>(1) 严寒地区单独使用地源热泵易造成土壤热失衡，本次设计利用太阳能跨季节蓄热解决了这一问题。</p> <p>(2) 在夏季可利用太阳能集热器提供生活热水，实现了太阳能的全年利用。</p>

设备类型	规格	数量
太阳能真空管集热器	φ58×1800mm(25根) 集热面积共595m ²	34
地源热泵 1	制冷量 850.9kW 制热量(60°C) 831.3kW	1

	<table border="1"> <tr> <td>地源热泵 2</td><td>制冷量 430.7kW 制热量 (45°C) 453kW</td><td>1</td></tr> <tr> <td>水冷多联机 1</td><td>制冷量 33.5KW</td><td>12</td></tr> <tr> <td>水冷多联机 2</td><td>制冷量 22.4KW</td><td>2</td></tr> <tr> <td>水冷多联机 3</td><td>制冷量 11.2KW</td><td>2</td></tr> </table>	地源热泵 2	制冷量 430.7kW 制热量 (45°C) 453kW	1	水冷多联机 1	制冷量 33.5KW	12	水冷多联机 2	制冷量 22.4KW	2	水冷多联机 3	制冷量 11.2KW	2	
地源热泵 2	制冷量 430.7kW 制热量 (45°C) 453kW	1												
水冷多联机 1	制冷量 33.5KW	12												
水冷多联机 2	制冷量 22.4KW	2												
水冷多联机 3	制冷量 11.2KW	2												
系统及设备的运行控制方案	<p>为了使建筑设备在工作时间内以较高的效率运行，本次设计对冷热源系统，输配系统与末端系统均设计了详细的运行策略，并将设备接入能源监测系统中进行集中管理控制，以实现建筑设备的全自动化运行，达到舒适节能的效果。</p> <p>◆冷热源系统</p> <p>冷热源系统的运行分为全年运行模式与机组群控两个方面，本次设计中详尽介绍了太阳能与地源热泵的联合运行模式，在过渡季中采用温差控制法为土壤长期蓄热，在供暖季中辐射末端在满足条件的情况下由太阳能直供或蓄热水箱直供，不足时由地源热泵进行补充，通过实时监测供回水温度判断建筑负荷，通过太阳能集热器出口水温判断实时太阳集热量，利用温度控制实现不同运行模式的切换，在实现太阳能全年利用的同时最大化利用可再生能源。自动控制系统根据供回水总管的温度、流量信号，计算系统的实际空调负荷，并控制热泵机组及其配用的水泵的运行台数和运行组合。</p> <p>◆输配系统</p> <p>本次设计负荷侧采用一次泵变流量系统，冷冻（热）水泵选用变频泵，采用最不利端压差控制的运行方法实现水泵的变频条件，节省输配系统运行能耗。</p> <p>◆末端设备</p> <p>新风处理机组添加排风热回收段，采用焓差控制法控制转轮开启，在可能出现结霜现象的供暖季，采用降低转轮转速或利用新风预热段消除结霜现象。</p> <p>全空气二次回风机组采用 PID 算法，调节表冷器水阀开度；根据回风温度与设定温度的差值，通过 PID 算法调节二次阀门的开度；一次回风量为送风量与二次回风量、新风量的差值。</p> <p>地板辐射末端对室内温度的调控通过带无线电模块的房间温度控制器+无线电信号接收器+电热(热敏)执行机构+带内置阀芯的分水器实现，并为其设置了工作日模式与假期模式，在保证人员舒适性的前提下降低运行能耗。</p> <p>风机盘管表冷器出水管上均安装电动二通阀，室内安装恒温器带风机三速开关，通过三速开关调节风机转速来调节风机</p> <p>(1) 利用太阳能跨季节蓄热系统，在较小集热面积的情形下实现了供暖季节 15% 的太阳能保证率。 (2) 对排风量较大的空气处理机组采用排风热回收技术，在设计工况下可以减少 60% 的新风负荷。</p>													

	<p>盘管的制冷量。</p> <p>地下车库通风采用变频风机，利用 CO 浓度探测器，将探测到的 CO 浓度与预设值比较，按探测值与预设值的差值调节排风机频率，同时调节送风机频率。</p>	
节能措施及设计特点	<p>◆采用目标导向法设计</p> <p>在设计之初便确定以绿建二星为设计目标，标准要求贯穿整个设计周期，最终达成绿色建筑评价标准中暖通空调部分二星级的要求。</p> <p>◆BIM 建模</p> <p>利用 BIM 技术对建筑进行完整建模，在保证模型正确性的前提下在后续设计中做到一模多算，减少建模的重复性。</p> <p>◆末端精细化设计</p> <p>在设计初期充分调研建筑各功能房间的使用需求与负荷特性，并利用 CFD 技术对末端方案进行比选，因地制宜，针对余湿量较大的餐厅采用全空气二次回风机组，针对速度场要求较高的球类活动室，夏季采用布袋送风，冬季采用地板辐射采暖，二者合用新风系统，针对层高较高的大堂和休息厅采用中送风，针对大会议室座椅送风要求送风温差小采用全空气二次回风系统，满足人员舒适度要求的同时节省了设备能耗。</p> <p>◆集中与分散结合的冷热源方案</p> <p>对于控制上较为独立的办公区域，在空调季灵活使用水冷多联机，在供暖季使用可独立调节的地板辐射功能系统，充分考虑了办公室对使用时间的灵活要求，达到了节能的目的。</p> <p>◆可再生能源的利用</p> <p>本次设计实现了可再生能源的优先利用，通过太阳能与地源热泵机组的联合运行，在最大化利用太阳能的同时解决了单独使用地源热泵造成的土壤热失衡问题，达到了较好的节能效果，相较于常规的冷水机组+市政热网方案，该方案投资回收期为 2.95 年，具有较好的经济效益。</p> <p>◆排风热回收</p> <p>在排风量较大的空间中，利用转轮式全热回收装置，大大降低新风负荷，从而减小了部分机组容量，达到了节能的目的。</p> <p>◆建筑能耗模拟</p> <p>利用绿建斯维尔能耗计算软件计算该建筑全年运行能耗，结果表明，与参照建筑相比，降低了 37.32% 的建筑能耗。</p> <p>◆绿色建筑评价</p> <p>在初步设计完成后，对建筑进行绿色建筑预评价，以验证本次设计是否完成任务，经验证，本次设计中暖通设计部分达到绿建二星标准。</p>	绿建自评价根据评价指标体系分为五类指标，当建筑满足标准中有关暖通条文中全部控制项且每类指标评分项大于总分 70% 并满足技术要求中对暖通专业的要求时，视作达成目标。

中国建筑第八工程局有限公司办公楼暖通空调工程设计

摘要

本工程是沈阳市浑南区的一座国有企业的办公建筑，总用地面积为 19998.57 m²；本工程地下一层，地上九层，裙房二层。地下一层主要功能为设备用房和车库，包括制冷机房、变电站、水泵房等；首层主要功能为餐厅、档案室、荣誉室、办公室、休息室等；二层主要功能为球类活动室、健身房、大会议室、阅读室等；三层至九层主要功能为办公室、会议室等。本次设计范围为建筑内各功能区域的暖通空调系统设计,同时包括通风空调系统与建筑防排烟共用系统的设计。

本次设计以绿建二星标准为目标导向，在充分调研的基础上，利用 BIM 技术为建筑建模并导入到绿建斯维尔软件中进行全年建筑负荷计算，通过对建筑负荷特性与房间功能特点的分析采用了多种适宜的末端形式，并使用 CFD 技术对球类活动室末端方案进行了方案比选。同时根据末端的需求与建筑的能源条件进行了冷热源方案的确定，对于严寒地区建筑耗热量大于耗冷量的情况，选用了太阳能-地埋管地源热泵系统，并提出了该冷热源系统的全年运行策略，体现了绿色节能经济及优先利用可再生能源的设计理念。

本次设计的主要内容与方法如下：

(1) 负荷计算。本次设计采用了手算（冷负荷系数法）以及软件计算两种方式，在对建筑进行充分调研的基础上，利用 Revit 软件对建筑进行三维建模，并导入绿建斯维尔暖通负荷计算软件进行全年逐时负荷计算，通过使用手算集中办公室与会议室的负荷来验证软件计算结果的正确性。

(2) 室内空气处理方案与风系统设计。本次设计根据建筑内各功能分区的负荷特点和场景需求划分空调分区，在充分考虑了夏季与冬季气流组织差异性和可再生能源利用的基础上，利用集中与分散相结合的末端形式充分满足房间的不同需求。**a)** 大堂与休息厅夏季采用风机盘管或多联机末端承担室内负荷，冬季采用地板辐射末端承担室内负荷，二者合用一套新风系统；**b)** 余湿量较大的员工餐厅与人员密度较大且要求送风温度较小的大会议室采用全空气二次回风机组；**c)** 针对球类活动室对气流速度的严苛要求，夏季采用空调箱带布袋风管制冷，冬季采用低温辐射地板采暖，二者合用一套新风系统；**d)** 在三层以上的

办公区域，夏季采用水冷多联机+新风系统，冬季采用地板辐射供暖+新风系统；**e)**对于档案室存放图纸资料与全天运行的需求，采用带独立冷热源的恒温恒湿机组；**f)**对于值班室，车班调度室等与周边使用时间有较大差异的房间采用分体式空调；集中式空气处理机组均采用热回收机组。在气流组织上，常规房间中夏季均采用上送风走廊回风，冬季均采用地板辐射采暖+新风上送风，球类活动室通过 Fluent 软件的模拟最终选定夏季采用布袋送风，冬季采用地板辐射采暖，均采用地板送新风系统，大堂与两层层高的休息厅采用中送风，大会议室采用座椅送风。

(3) 冷热源方案。本次设计冷热源方案采用太阳能-地埋管地源热泵系统，利用太阳能资源解决严寒地区单独使用地源热泵造成的土壤热失衡现象。在过渡季通过太阳能集热器与地埋管的联合运行为土壤跨季节蓄热，在空调季通过地源热泵机组与水冷多联机机组为建筑提供冷量同时向土壤释放冷凝热，在供暖季优先利用太阳能直供，当太阳能无法满足建筑全部热负荷时再开启地源热泵补足。通过 TRNSYS 软件模拟了该系统在过渡季的有效蓄热量，验证了该系统全年运行的可靠性。

(4) 运行策略与自动控制。**a)** 针对本次冷热源系统，设计了一套具有多种模式的全年运行控制策略，在考虑严寒地区冬季气候的条件下为太阳能模块设计了防冻模式。**b)** 针对末端的空调机组，设置了基本调节方案和全年运行调节方案，根据人员数目（室内 CO₂ 浓度）来调节新风量，根据室外空气参数来调节空气处理方案，以保证在各种室内外环境下，都能保证人员舒适。**c)** 针对输配系统，在保证水力稳定性的基础上，用户侧采用一次泵变流量系统，采用压差控制法控制水泵变频，既满足末端负荷要求，又提高系统的节能性。

(5) 通风与防排烟。对地下一层停车库进行了通风和防排烟系统的设计，其中排风系统与排烟系统合用，平时一台风机运行以满足排风需求，发生火灾时，开启两台风机，以满足排烟需求。

(6) 绿色建筑评价。本次设计在初步设计完成后，对建筑进行绿色建筑预评价，以验证本次设计是否完成设计目标，经验证，本次设计中暖通设计部分达到绿建二星标准。

关键词：季节性蓄热 太阳能 地源热泵 数值模拟 BIM 技术 绿色建筑

HVAC Engineering Design for Office Building of China Construction Eighth Engineering Division

Abstract

This project is an office building of a state-owned enterprise in Hunnan District, Shenyang, with a total land area of 19,998.57m²; the project has one basement level, nine floors above ground and two podium levels. The main functions of the ground floor are equipment rooms and garages, including refrigeration rooms, substations, water pump rooms, etc.; the main functions of the first floor are restaurants, archive rooms, honour rooms, offices, lounges, etc.; the main functions of the first floor are ball activity rooms, gymnasiums, large meeting rooms, reading rooms, etc.; the main functions of the third to ninth floors are offices, meeting rooms, etc. The scope of this design is the design of the HVAC system for each functional area in the building, including the design of the ventilation and air conditioning system and the common system for smoke evacuation.

The design is guided by the Green Building 2-star standard. On the basis of thorough research, the building is modelled using BIM technology and imported into Gbsware software for year-round building load calculations, and a variety of suitable end forms are adopted through analysis of the building load characteristics and room function features. At the same time, according to the demand of the terminal and the energy conditions of the building, the heating and cooling source solution was determined. For the case where the heat consumption of the building is greater than the cooling consumption in the cold region, the solar-ground source heat pump system was selected, and the year-round operation strategy of the heating and cooling source system was proposed, reflecting the design concept of green energy-saving economy and priority use of renewable energy.

The main elements and methods of this design are as follows.

(1) Load calculation. On the basis of a thorough study of the building, the building was modelled in three dimensions using Revit software and imported into the Gbsware HVAC load calculation software for hourly load calculations throughout the year, and the correctness of the software results was verified by using hand calculations for the centralised office and conference room loads.

(2) Indoor air treatment plan and air system design. The design is based on the load characteristics and scenario needs of each functional partition in the building, and the air conditioning partitions are divided, and on the basis of the differences in airflow organisation between summer and winter and the use of renewable energy, a combination of centralised and decentralised end forms are used to fully meet the different needs of the rooms. **a)** The lobby and lounge use fan coils or multi-connector ends to bear the indoor load in summer, and radiant floor ends to bear the indoor load in winter. **b)** the staff canteen with a large residual humidity and the large conference room with a high density of personnel and a small air supply temperature use all-air secondary return air units; **c)** for the ball activity room for the strict requirements of airflow speed, the air conditioning box with cloth bag duct cooling in summer and low temperature radiant floor heating in winter, both of which are combined with a set of fresh air system; **d)** in the office above the third floor areas, water-cooled multi-connected units + fresh air systems are used in summer, and radiant floor heating + fresh air systems are used in winter; **e)** for the archive room to store drawings and information with the need to run all day, constant temperature and humidity units with independent heat and cold sources are used; **f)** for the duty room, car shift dispatching room and other rooms with large differences in use time with the surrounding area, split type air conditioning is used; centralised air handling units are all heat recovery units. In terms of airflow organization, all conventional rooms use upward air supply corridor return air in summer and radiant floor heating + fresh air upward air supply in winter; the ball activity room is finally selected to use cloth bag air supply in summer and radiant floor heating in winter through the simulation of Fluent software, and all use the floor to send new air system; the lobby and the two-storey high lounge use the middle air supply, and the large conference room uses the seat air supply.

(3) Heat and cold source scheme. This design adopts solar energy - buried pipe ground source heat pump system, using solar energy resources to solve the soil heat imbalance caused by the use of ground source heat pump alone in cold areas. In the transitional season, the solar collectors and the buried pipes operate together to store heat for the soil across seasons; in the air-conditioning season, the ground source heat pump unit and the water-cooled multiple unit provide cooling for the building while releasing condensing heat to the soil; in the heating season, the direct solar supply is used as a priority, and when the solar energy cannot meet the full heat load of the

building, the ground source heat pump is switched on to make up for it. The effective heat storage capacity of the system during the transition season was simulated by TRNSYS software to verify the reliability of the system's year-round operation.

(4) Operation strategy and automatic control. **a)** For this cooling and heat source system, a year-round operation control strategy with multiple modes was designed. **b)** For the terminal air-conditioning units, a basic regulation scheme and a year-round operation regulation scheme were set up to regulate the fresh air volume according to the number of people (indoor CO₂ concentration) and the air treatment volume according to the outdoor air parameters. The air treatment scheme is adjusted according to the outdoor air parameters to ensure the comfort of personnel in various indoor and outdoor environments. **c)** For the transmission and distribution system, on the basis of ensuring hydraulic stability, a primary pump variable flow system is used on the user side, and the differential pressure control method is used to control the frequency conversion of the pumps, which not only meets the end load requirements, but also improves the energy efficiency of the system.

(5) Ventilation and smoke evacuation. The ventilation and smoke evacuation system is designed for the parking garage on the ground floor, where the exhaust system is combined with the smoke evacuation system, with one fan running to meet the demand for exhaust air in normal times and two fans turned on to meet the demand for smoke evacuation in case of fire.

(6) Green building evaluation. After the completion of the preliminary design, the building was pre-evaluated for green building to verify whether the design accomplished the design objectives.

Key Words: Seasonal heat storage; Solar energy; Ground source heat pump; Numerical simulation; BIM technology; Green building

目 录

设计要点汇总表.....	I
摘 要	VII
ABSTRACT.....	IX
第一章 工程概况与设计策略.....	1
1.1 建筑概况	1
1.1.1 建筑基本概况	1
1.1.2 建筑特点分析	1
1.2 项目设计依据	2
1.2.1 设计范围	2
1.2.2 设计规范	2
1.3 项目特点分析与重点问题	3
1.4 项目设计目标与策略	4
1.5 总体设计流程	4
第二章 负荷计算与分析.....	7
2.1 确定基本参数	7
2.1.1 围护结构热工参数	8
2.1.2 室外气象参数	10
2.1.3 室内设计参数	10
2.2 绿建斯维尔软件负荷计算	11
2.3 手算建筑负荷	14
2.4 典型房间负荷分析	16
2.4.1 集中办公室	17
2.4.2 员工餐厅	18
2.4.3 大会议室	19
2.4.4 球类活动室	20
2.5 建筑物空调负荷分析	21
2.5.1 建筑物负荷分布特性	21
2.5.2 负荷分频统计	22
2.6 本章小结	23
第三章 室内空气处理方案.....	25
3.1 空调系统分区	25
3.1.1 空调系统分区原则	25
3.1.2 划分结果	25
3.2 餐厅——全空气二次回风系统.....	29
3.2.1 热回收过程计算	30
3.2.2 夏季空气处理过程	31
3.2.3 冬季空气处理方案	32
3.2.4 机组选型	33
3.3 档案室——恒温恒湿空调	33

3.3.1 档案室无人进入	34
3.3.2 档案室有人进入	35
3.3.3 设备选择	35
3.4 球类活动室——夏：空调箱加新风/冬：地板辐射加新风处理机组	36
3.4.1 全热回收过程	36
3.4.2 夏季空气处理过程	37
3.4.3 冬季空气处理过程	38
3.4.4 设备选择	39
3.5 大会议室——全空气二次回风	40
3.5.1 全热回收过程计算	41
3.5.2 夏季空气处理过程	41
3.5.3 冬季空气处理过程	43
3.5.4 机组选型	44
3.6 办公区——夏：水冷多联机加新风/冬：地板辐射采暖加新风	44
3.6.1 夏季空气处理过程	45
3.6.2 冬季空气处理过程	46
3.6.3 机组选型	47
3.7 本章小结	47
第四章 气流组织与风系统设计	49
4.1 建筑高大空间特性	49
4.2 大会议室座椅送风	50
4.2.1 座椅送风参数	51
4.2.2 座椅送风气流组织计算	51
4.3 球类活动室气流组织模拟	52
4.3.1 物理模型	53
4.3.2 边界条件	54
4.3.3 结果分析	57
4.3.4 方案优化设计	62
4.4 员工餐厅散流器气流组织计算	67
4.5 风系统设计与计算	68
4.5.1 风管设计	68
4.5.2 风管水力计算	68
4.6 本章小结	70
第五章 冷热源方案	71
5.1 能源资源分析	71
5.1.1 太阳能	71
5.1.2 浅层地热能	73
5.1.3 水资源	75
5.1.4 空气源	75
5.1.5 市政热网	76
5.1.6 电力资源	76
5.1.7 燃气资源	76
5.1.8 资源条件汇总	76
5.2 冷热源方案比选	77

5.2.1 冷水机组+市政热网	77
5.2.2 冷水机组+燃气锅炉	80
5.2.3 土壤源热泵+市政热网	82
5.2.4 太阳能-地埋管地源热泵系统	91
5.3 工程经济性分析	98
5.3.1 投资回收期计算	98
5.3.2 全生命周期费用计算	99
5.3.3 结果分析	99
5.4 太阳能-地埋管地源热泵系统设计	100
5.4.1 设计背景	100
5.4.2 系统设计与运行原理	100
5.5 太阳能供暖工程效益分析	105
5.6 本章小结	106
第六章 输配系统设计与计算.....	107
6.1 地埋管侧输配系统设计	107
6.2 太阳能侧输配系统设计	111
6.2.1 太阳能集热器选择与排布	111
6.2.2 太阳能集热系统水力计算	113
6.2.3 太阳能集热系统设备选型	115
6.3 冷热源机房设备及水力计算.....	118
6.3.1 RTWD250RE 机组冷却水水力计算:	118
6.3.2 RTWD110HE 机组冷却水水力计算.....	122
6.3.3 多联机最不利管路水系统计算:	123
6.3.4 水系统的定压补水及设备	124
6.4 用户侧输配系统	126
6.4.1 地板辐射系统设计	126
6.4.2 冷媒管系统设计	128
6.4.3 冷凝水系统设计	129
第七章 运行策略与自动控制.....	130
7.1 冷热源系统运行调节及控制策略.....	130
7.1.1 空调季运行模式	130
7.1.2 过渡季运行模式	131
7.1.3 供暖季运行模式	132
7.1.4 分时段运行策略总结	137
7.1.5 土壤热平衡控制策略	138
7.1.6 热泵机组加卸载控制	138
7.2 太阳能-地埋管地源热泵系统土壤热平衡验证	139
7.2.1 空调季设备释热量计算	139
7.2.2 供暖季设备取热量计算	140
7.2.3 过渡季蓄热量计算	141
7.2.4 土壤热平衡分析	143
7.3 输配系统自动控制	144
7.3.1 太阳能侧输配系统控制策略	144
7.3.2 地埋管侧输配系统控制策略	145

7.3.3 用户侧输配系统自动控制	145
7.4 末端系统运行调节	147
7.4.1 热回收新风处理机组系统	147
7.4.2 全空气二次回风机组	150
7.4.3 地板辐射末端系统	151
7.4.4 风机盘管系统	152
7.4.5 通风变频	153
7.5 疫情背景下办公建筑的运行.....	154
第八章 特殊区域供暖与通风设计.....	156
8.1 设备房、卫生间、淋浴室通风设计.....	156
8.1.1 设备房通风设计	156
8.1.2 卫生间及淋浴室通风设计	157
8.2 车库排风与排烟合用系统设计.....	157
8.2.1 风量计算及风机选型	158
8.2.2 系统形式	159
8.3 车库采暖设计	159
8.3.1 散热器的选择	159
8.3.2 空气幕设备的选择	160
第九章 减震、防噪、绝热、防腐.....	161
9.1 噪声与震动控制	161
9.2 管道与设备的保温绝热	161
9.3 管道与设备的防腐	162
第十章 绿色建筑评价与项目设计总结.....	163
10.1 绿色建筑评价标准中涉及暖通专业的条文.....	163
10.2 绿建自评价	165
10.2.1 健康舒适项	166
10.2.2 生活便利项	168
10.2.3 资源节约项	169
10.2.4 提高与创新项	174
10.2.5 自评价结果	175
10.3 项目设计总结	176
参考文献.....	178

第一章 工程概况与设计策略

1.1 建筑概况

1.1.1 建筑基本概况

本工程位于沈阳市浑南区莫子山路与智慧二街交汇处，是沈阳市浑南区的一座较重要的国有企业的办公建筑。本工程总用地面积为 19998.57 m^2 ; 建筑密度 32%; 容积率 1.999; 办公楼总建筑面积为 28616.2 m^2 ，其中地上建筑面积为 20582.62 m^2 ，地下建筑面积为 8033.58 m^2 。

本工程地下一层，地上九层，裙房二层。地下一层层高为 5.7 米，首层层高为 5.7 米，二至九层层高均为 4.5 米；建筑高度 48.15 米。建筑类型为高层建筑，建筑耐火等级为一级，设计使用年限为 50 年，结构类型为框架。

建筑功能分布：地下一层主要功能为设备用房和车库，包括制冷机房、变电站、水泵房等；首层主要功能为餐厅、档案室、荣誉室、办公室、休息室等；二层主要功能为球类活动室、健身房、大会议室、阅读室等；三层至九层主要功能为办公室、会议室等。



图 1.1-1 建筑效果图

1.1.2 建筑特点分析

沈阳位于中国东北地区南部，辽宁省中部，属温带半湿润大陆性气候，全年气温在 -35°C 至 36°C 之间，平均气温为 8.3°C ，全年降水量 $600\text{-}800\text{mm}$ ，全年无霜期 183 天。受季风影响，降水集中，温差较大，四季分明。

沈阳地区位于我国严寒地区，冬季寒冷漫长，夏季凉爽短暂，供暖季较长，空调季相对较短，春秋气温升降变化快。由于独特的气候特点，冬、夏两季需要通过暖通空调系统进行室内供暖与制冷来满足人体热舒适的要求。

该办公楼除办公区域外还有档案室、员工餐厅、球类活动室、会议室等功能场所，其人员密度、末端形式也要根据具体房间功能及其负荷特点进行合理设计。例如大堂、球类活动室、大会议室等房间特点是面积大，层高较高，人员密度大，因此新风负荷占比大；而办公室面积小，数量多，人员、时间变化大，负荷变化大，因此末端应具有随负荷变化进行调节的能力；会议室、多媒体会议厅等办公功能类房间，在使用时间上具有较强的独立性，因此在系统方案设计时要注意合理划分空调分区。

1.2 项目设计依据

1.2.1 设计范围

本次设计范围包括建筑内各功能区域（房间）的暖通空调系统设计。不包括单独的消防防烟排烟系统设计，但应包括通风空调系统与建筑防排烟共用系统的设计；可不包括餐饮区域的加工制作间的通风设计。

1.2.2 设计规范

在本次设计中，依据的设计规范、标准、技术规程如下：

（1）国家、行业标准规范与技术章程

1. 《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB 50736-2012);
2. 《公共建筑节能设计标准》(GB 50189-2015);
3. 《绿色建筑评价标准》(GB/T 50378-2019);
4. 《民用建筑绿色设计规范》(JGJ/T 229-2010);
5. 《建筑设计防火规范》(GB 50016-2014) (2018 版);
6. 《建筑防烟排烟系统技术标准》(GB 51251-2017);
7. 《汽车库、修车库、停车场设计防火规范》(GB 50067-2014);
8. 《辐射供暖供冷技术规程》(JGJ 142-2012);
9. 《太阳能供热采暖工程技术标准》(GB 50495-2019);
10. 《建筑给水排水及采暖工程施工质量验收规范》(GB 50242-2002);
11. 《通风与空调工程施工质量验收规范》(GB 50243-2016);
12. 《暖通空调制图标准》(GB/T 50114-2010);

13. 《档案馆建筑设计规范》(JGJ 25-2010);
14. 《体育建筑设计规范》(JGJ31-2003)
15. 《办公建筑设计规范》(JGJ 67-2006);
16. 《民用建筑热工设计规范》(GB 50176-2016);
17. 《建筑工程机电工程抗震设计规范》(GB 50981-2014);
18. 《蓄冷空调工程技术规程》(JGJ 158-2008);
19. 《车库建筑设计规范》(JGJ100-2015)

(2) 沈阳市地方标准规范与技术章程

1. 《辽宁省绿色建筑设计标准》(DB21/T3354-2020);
2. 《地源热泵系统工程技术规程》(DB2101/T01-2016);

1.3 项目特点分析与重点问题

通过前期调研与对建筑房间（区域）功能特点的分析，本次设计主要有以下重点和难点问题：

(1) 建筑功能的多样性与使用时段的复杂性

本次设计建筑功能复杂多样，不同建筑功能分区使用时段存在较大差异，而这就需要针对房间功能特点及负荷特性精细化设计，例如会议室需考虑同时使用系数及其负荷特性，球类活动室需考虑小球类运动对空间速度场的特殊需求，餐厅中食物散湿量较大的特点。另外在计算负荷时，需特别注意建筑内人员流动带来的对同时使用系数的影响，应分时段分区域设置不同功能房间的逐时人员在室率。

(2) 严寒地区气候对设备运行的影响

该办公楼位于沈阳市，地处严寒地区，而严寒地区冬季室外干球温度往往在冰点以下，因此，在考虑冷热源系统与输配系统时，应注意冬季运行是否存在冻结风险，针对这一风险提前预判并采取主动手段消除冻结风险。此外，严寒地区在采暖设计与通风设计中往往有单独的规范条文，本次设计应特别关注严寒气候对暖通空调设计带来的需求，针对此类需求进行精细化的设计。

(3) 可再生能源的应用

“碳达峰、碳中和”工作被确定为 2021 年八项重点任务之一，而暖通空调作为公共建筑的耗能大户，在碳中和工作中扮演重要的角色。为了减少建筑暖通空调带来的碳排放量，就要在设计中考虑有效可再生能源。沈阳地区地热资源较为丰富，太阳能资源亦处于太阳

能较适宜区，若能将该类可再生能源利用起来，将为建筑带来较大的经济效益，从而促进建筑低碳节能运行。

(4) 后疫情时代的健康建筑

建筑作为人们生活和工作的主要空间，在面对突发性公共卫生事件时，如何保证使用者的健康、安全，对于整个建筑行业是一个新挑战，如今我国新冠疫情尚未完全结束，各地零星疫情仍在浮现，在疫情防控常态化的背景下，暖通空调方案的设计与运行策略便显得尤为重要，本设计建筑为办公建筑，人员密度大，人员流动较为频繁，因此在本次设计中需着重考虑疫情背景下建筑使用人员的防疫与健康需求。

1.4 项目设计目标与策略

本次设计以《绿色建筑评价标准(GB/T 50378-2019)》中绿色建筑二星级为设计目标，选择因地制宜的设计理念，充分利用建筑周边的资源和能源条件，面向场景特点，以满足各场景的个性化需求，从而营造功能丰富、安全可靠和健康舒适的室内环境，并完成本次设计目标。

为了实现以上目标，本次设计将围绕以下方面工作展开：

(1) 充分调研，明确建筑功能需求，精细化设计

在设计之初充分调研建筑使用情况，精细设置房间参数，并利用软件进行全年逐时负荷计算，从而为不同房间选用最优的末端形式，并在冷热源方案中充分利用可再生能源，满足建筑需求同时实现低碳环保节能运行。

(2) 确立目标，深化绿色设计理念，导向性设计

在设计之初充分学习探讨绿色建筑评价标准，将标准要求贯穿整个设计周期，最终达成绿色建筑评价标准中暖通空调部分二星级的要求。根据《绿色建筑评价标准(GB/T 50378-2019)》对绿色建筑星级等级的规定，当总得分达到 70 分（满分为 100 分）且满足标准中表 3.2.8 要求时，绿色建筑等级为二星级。结合本次设计，当涉及暖通空调部分的条文得分大于 70% 时，则视作达成目标。

1.5 总体设计流程

本次设计的整体思路与流程如图 1.5-1 所示，主要包含以下环节：

(1) 对建筑进行具体的调研分析，分析内容包括①建筑工程概况，②当地气候条件，③当地资源能源条件，④建筑内功能区域的需求，⑤当地对可再生能源应用的鼓励政策。

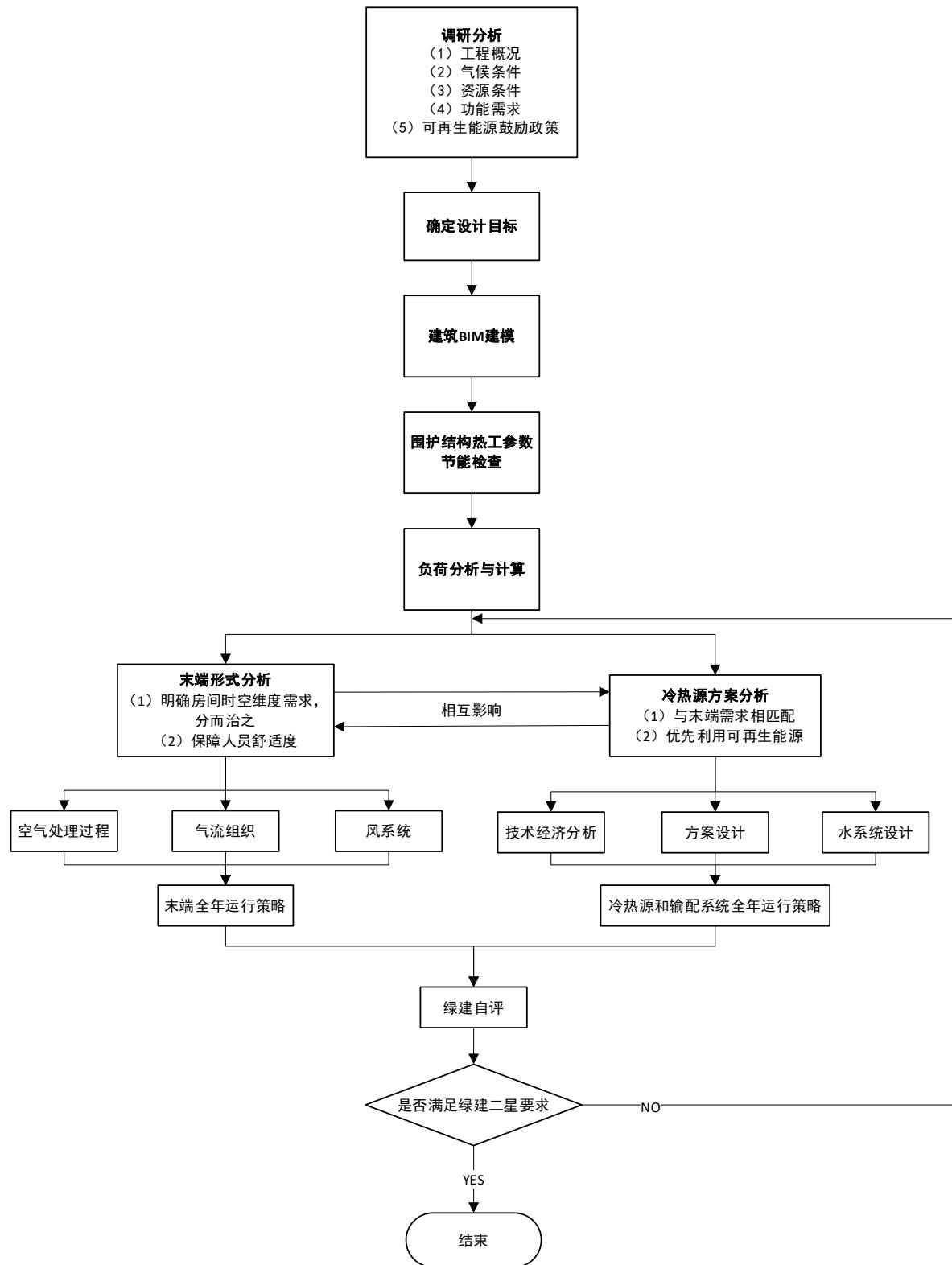


图 1.5-1 设计流程图

(2) 确定设计目标, 通过对绿色建筑评价标准的学习, 确定以绿建二星级为设计目标, 并明确设计要求和设计重点, 将目标贯穿于设计全周期中。

(3) 利用 Revit 软件对建筑进行 BIM 建模, BIM 模型具有直观, 精确的特点, 是建

筑全年逐时负荷计算和气流组织分析以及节能设计校核的重要载体，通过软件接口的适配，BIM 技术可以做到一模多算，减少建模过程的重复性，从而缩短设计周期。

(4) 通过绿建斯维尔节能设计软件校核建筑围护结构热工参数，并通过暖通负荷软件计算全年逐时负荷与设计日负荷，进行负荷分析，为末端形式的选取与冷热源方案的确定提供参考依据。

(5) 根据建筑房间负荷特性初步选定末端形式，根据末端需求进行供给端冷热源方案的分析，末端形式与冷热源方案的关系是辩证统一的，二者相互影响，相互制约，在设计过程中要抓住主要矛盾，坚持两点论与重点论相统一，把握二者关系的制衡点。

(6) 室内末端设计主要包括空气处理过程，气流组织和风系统三部分，在设计中主要根据房间的功能特点与负荷特性初步确定末端形式，对于高大空间或存在特殊需求的功能区，通过气流组织模拟的方式确定最终的空调方案，在完成末端形式的确认后完成风系统的绘制与计算。

(7) 冷热源方案需要根据末端的需求进行匹配，主要包括技术性与经济性分析，方案设计和输配系统设计三部分，在满足末端需求的前提下，应优先考虑可再生能源的利用以促进节能目标的达成。

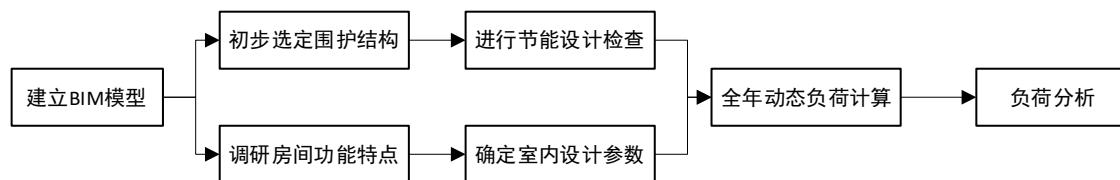
(8) 在完成末端形式的确定与冷热源的方案确定后，应思考该系统的自动控制与全年运行调节，以保证系统全年均以较高的效率运行，该部分应包括末端系统，输配系统与冷热源系统的运行调节策略。

(9) 在完成上述设计后，对最终方案的目标达成度进行核验，若满足要求，则完成方案的最终设计；若不满足要求，则应针对不达标项进行方案修正，直至满足目标需求。

第二章 负荷计算与分析

建筑内的冷、热和湿负荷是确定空调方案和冷热源方案的基本依据，对后续的方案分析有重要影响，本章主要解决了下列问题：

- (1) 利用建筑图纸建立建筑 BIM 模型，核算建筑体型系数，窗墙比等信息，为围护结构选取提供依据。
- (2) 将 BIM 模型导入绿建斯维尔节能设计软件中，根据严寒地区对围护结构的要求与绿色建筑评价标准中对围护结构传热系数的规定选取围护结构，通过软件进行节能检查。
- (3) 通过节能检查后，将其围护结构参数，建筑模型以及室内设计参数导入绿建斯维尔暖通负荷软件中进行全年动态负荷计算，针对计算结果进行负荷分析。



2.1 确定基本参数

在进行负荷计算之初，需对建筑进行建模以完成建筑参数的设定，本次建模通过 Revit 软件完成，并利用绿建斯维尔公司开发的插件将此建筑信息模型传递到绿建斯维尔系列软件中。

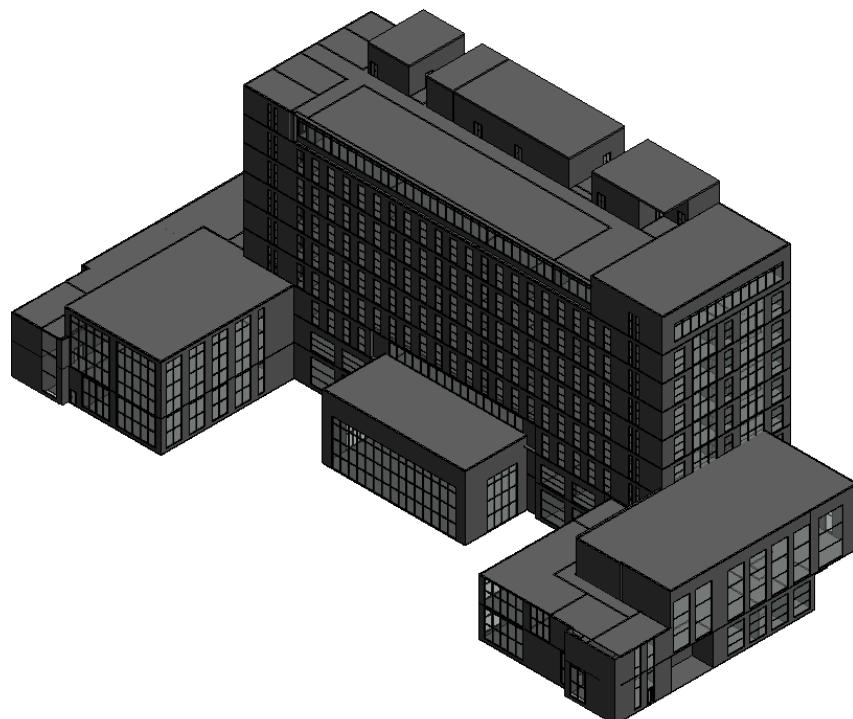


图 2.1-1 建筑 BIM 模型

2.1.1 围护结构热工参数

由《公共建筑节能设计标准》(GB50189-2015)可知沈阳属于严寒 C 区甲类公共建筑，经绿建斯维尔软件计算此建筑体形系数约为 0.246，其窗墙比如表 2.1-1 所示。

表 2.1-1 建筑窗墙比

朝向	立面	窗面积(m^2)	墙面积(m^2)	窗墙比
南向	南-默认立面	851.65	1861.81	0.46
北向	北-默认立面	867.57	1897.25	0.46
东向	东-默认立面	1556.20	3845.36	0.40
西向	西-默认立面	1279.45	3693.57	0.35

其对应的热工限值如表 2.1-2 所示：

表 2.1-2 围护结构热工限值

围护结构部位	传热系数 K[$W/(m^2 \cdot K)$]
屋面	≤ 0.35
外墙 (包括非透光幕墙)	≤ 0.43
底面接触室外空气的架空或外挑楼板	≤ 0.43
地下车库与供暖房间之间的楼板	≤ 0.70
非供暖楼梯间与供暖房间之间的隔墙	≤ 1.5
单一立面外窗 (包括透光幕墙)	窗墙比 ≤ 0.20
	≤ 2.9
	$0.20 < \text{窗墙比} \leq 0.30$
	≤ 2.6
	$0.30 < \text{窗墙比} \leq 0.40$
	≤ 2.3
	$0.40 < \text{窗墙比} \leq 0.50$
	≤ 2.0
屋顶透光部分 (屋顶透光部分面积 $\leq 20\%$)	$0.50 < \text{窗墙比} \leq 0.60$
	≤ 1.7
	$0.60 < \text{窗墙比} \leq 0.70$
	≤ 1.7
	$0.70 < \text{窗墙比} \leq 0.80$
	≤ 1.5
	窗墙比 > 0.80
	≤ 1.4
围护结构部位	保温材料层热阻 R[$(m^2 \cdot K)/W$]
周边地面	≥ 1.1
供暖地下室与土壤接触的外墙	≥ 1.1
变形缝 (两侧墙内保温时)	≥ 1.2

根据《绿色建筑评价标准》(GB/T50378-2019) 中规定，绿建二星需将围护结构性能提高 10%，从《民用建筑热工设计规范》(GB50176-2016) 和斯维尔软件材料库中选取围护结构结果如表 2.1-3 和

表 2.1-4 所示：

表 2.1-3 围护结构热工参数

围护结构位置	材料	厚度	传热系数 K	衰减系数 β	延迟时间 ξ	热惰性 D
		mm	$W/(m \cdot K)$			

屋面	碎石、卵石混凝土	20	0.32	0.06	13.23	4.893
	SBS 改性沥青防水卷材	20				
	挤塑聚苯板 ($\rho=25-32$)	70				
	水泥砂浆	20				
	加气混凝土、泡沫混凝土	80				
	钢筋混凝土	80				
外墙	白灰砂浆	20	0.36	0.09	11.89	5.004
	矿棉、岩棉、玻璃棉板	100				
	水泥砂浆	20				
	加气混凝土砌块 (B05 级)	100				
	石灰砂浆	20				
内墙	白灰砂浆	20	0.542	0.2	11.48	4.745
	加气混凝土砌块 (B05 级)	300				
	石灰砂浆	20				
楼板	水泥砂浆	20	0.5	0.29	5.01	2.213
	钢筋混凝土	120				
	挤塑聚苯板 ($\rho=25-32$)	50				
	石灰砂浆	20				
挑空楼板	水泥砂浆	20	0.28	0.23	7.29	3.053
	钢筋混凝土	120				
	水泥砂浆	20				
	挤塑聚苯乙烯泡沫塑料	100				
	水泥砂浆	20				

表 2.1-4 窗户热工参数

围护结构位置	材料	传热系数	遮阳系数	玻窗比	玻璃层数	可见透光率	中置遮阳
		W/(m·K)					
外窗	6+12A+6 高透低辐射玻璃	1.7	0.64	0.85	3	0.8	否
幕墙	Low-E+白玻中空 6+12A+6Low-E 暖边密封	1.67	0.74	0.85	2	1	否
天窗	6+12A+6 高透低辐射玻璃	1.7	0.64	0.85	3	0.8	否

将该建筑模型与围护结构参数导入绿建斯维尔节能设计软件中进行检查，得出的结论如表 2.1-5 所示：

表 2.1-5 节能检查结论表

序号	检查项	结论
1	天窗类型	满足
2	屋顶构造	满足
3	外墙构造	满足
4	外窗热工	满足

结论	满足
----	----

*说明：本工程围护结构热工性能满足比《公共建筑节能设计标准》(GB50189-2015) 的规定提高 10% 的要求，得 10 分。

2.1.2 室外气象参数

根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB50736-2012)，查得沈阳市室外气象参数如下：

表 2.1-6 沈阳市室外气象参数表

冬季	供暖室外计算温度 (°C)	-16.9
	通风室外计算温度 (°C)	-11
	空调室外计算温度 (°C)	-20.7
	空调计算相对湿度 (%)	60
夏季	空气调节室外计算干球温度 (°C)	31.5
	空气调节室外计算湿球温度 (°C)	25.3
	通风室外计算温度 (°C)	28.2
	通风室外计算相对湿度 (%)	65
	空气调节室外计算日平均温度 (°C)	27.5

2.1.3 室内设计参数

室内参数的设定应综合考虑舒适性和节能性，根据本项目要达成的绿建二星目标，结合相关规范及文献综合设定室内参数。根据用户需求以及参考相关工程数据，设定各种房间在全年每日的逐时作息情况。

在运行时间的设定上，分为连续运行和间歇运行的区域。办公类区域运行时间为 8:00-18:00，大堂为车班调度室、消防控制室、值班室、档案室为全天运行；荣誉室、餐厅、会议室、活动室等都是有需要时才使用，根据经验设置特定时间模拟其间歇运行。

在温湿度的设定上，查询规定和文献，在满足舒适性的基础上，考虑节能的因素，设置合理的温度。分别考虑办公、就餐、阅读室等人员长期停留区域，大堂、走廊等人员短暂停留区域和球类活动室等人员剧烈运动区域。《绿色建筑评价标准》中：采用人工冷热源的建筑，主要功能房间达到现行国家标准《民用建筑室内热湿环境评价标准》规定的室内人工冷热源热湿环境整体评价 II 级的面积比例，达到 60%，得 5 分；每再增加 10%，再得 1 分，最高得 8 分。《民用建筑室内热湿环境评价标准》中，II 级的评价指标符合《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》即可。

表 2.1-7 设计参数与舒适和节能的关系

设计参数对 舒适	室内设计风速越大，满足同样人体热舒适水平所要求的空气温度越高。
	相对湿度提高时，舒适区温度下限值减小。
设计参数对 能耗	夏季
	当温度不变时，相对湿度上升，负荷下降，不同地域有差异。

	室内计算温度越高，相对湿度对负荷的影响越大。 当相对湿度不变时，温度上升，负荷下降。 相对湿度越大，温度对负荷的影响越大。 冬季 当室内温度不变时，相对湿度增加，负荷增加。 当相对湿度不变时，温度增加负荷增加。
夏季空调室 内计算参数 的设定	夏季空调计算温度分布比较集中，主要集中在 24-28°C 之间。《采暖通风与空气调节设计规范》中规定的计算温度为 22-28°C，但 22°C 和 23°C 很少被用到，这说明设计者在设计过程中考虑了舒适及节能两个因素。 相对湿度分布很集中，基本上集中在 50%~65% 之间。
冬季空调室 内计算参数 的设定	冬季空调室内计算温度主要分布在 18~20 °C 之间，尤其是 18°C 和 20°C 两个温度最为集中。 相对湿度主要分布在 30%~50%，符合规范的设计要求。

综合以上依据，室内参数设定值如下表 2.2-1 所示。

2.2 绿建斯维尔软件负荷计算

本次软件计算采用 BIM 建模与负荷计算软件衔接，Revit 软件是目前业内使用较多的 BIM 软件，它具有良好的交互界面，丰富的建模功能，相较于传统的二维制图软件能在最大程度上还原建筑的真实性，并且可以通过 BIM 技术与其他专业相互配合相互衔接，而绿建斯维尔公司为 Revit 软件做了适配接口，可以通过插件将建筑模型导入到暖通负荷计算软件中。



图 2.2-1 绿建斯维尔建筑模型示意图

绿建斯维尔软件的负荷计算结果已放入计算说明书中，手算结果参见 2.3 节。

表 2.2.1 室内参数设定值

房间名称	使用时间	人 数 p	面 积 m^2	人均发热 显 潜 W/p	人均产湿 Kg/h	新风量 $m^3/(h \cdot p)$	照明功率 W/ m^2	设备散热 W/ m^2	夏季			冬季		
									温度 °C	相对湿度 %	气流流速 m/s	温度 °C	相对湿度 %	气流流速 m/s
一层														
大堂	7:00-22:00	10	532	45 136	203	10	9	-	28	<60	<0.5	18	30~50	≤0.2
荣誉室	参观时间	30	328	52 82	123	19	9	-	28	45~60	≤0.3	18	30~50	≤0.2
档案室	全天	-	336	-	-	-	4	-	20°C 40%					
信访接待室	参观时间	8	85	52 82	123	19	9	-	28	<60	≤0.3	18	30~50	≤0.2
办公室(南)	8:00-18:00	2	25	57 77	115	30	9	20	26		≤0.3	18	30~50	≤0.2
车班调度室	全天	1	44	57 77	115	30	9	20	26		≤0.3	20	30~50	≤0.2
休息室(多)	8:00-18:00	1	-	57 77	115	30	4	-	26		≤0.3	20	30~50	≤0.2
档案管理	8:00-18:00	1	41	57 77	115	30	9	20	26		≤0.3	20	30~50	≤0.2
消防控制室	全天	1	60	57 77	115	30	9	20	26		≤0.3	20	30~50	≤0.2
值班室	全天	1	16	57 77	115	30	9	-	26		≤0.3	20	30~50	≤0.2
备餐	用餐时间	5	43	51 130	194	30	6	-	26	60~55	≤0.25	20	50~40	≤0.2
餐厅		276	582	57 77	115	25	6	-			≤0.25	20	50~40	≤0.2
小包		8	27	57 77	115	30	6	-			≤0.25	20	50~40	≤0.2
中包		12	42	57 77	115	30	6	-			≤0.25	20	50~40	≤0.2
大包		18	90	57 77	115	30	6	-			≤0.25	20	50~40	≤0.2
办公室(北)	8:00-18:00	1	12	57 77	115	30	9	20	26	<60	≤0.3	20	30~50	≤0.2
更衣室	更衣时间	2	20	57 77	115	30	4	-	26	<60	≤0.3	20	30~50	≤0.2
二层														
舆图阅读室	8:00-18:00	15	176	57 77	115	20	9	5	26	45~60	≤0.3	20	30~50	≤0.2
VIP 休息室		8	84	57 77	115	30	9	-	26	≤60	≤0.3	20	30~50	≤0.2
备品室		2	143	57 77	115	30	9	5	26		≤0.3	20	30~50	≤0.2

阳光休息厅		15	300	57 77	115	30	-	-	26		≤ 0.3	20	30~50	≤ 0.2
大会议室	开会时间	264	430	57 77	115	12	9	5	26		≤ 0.3	20	30~50	≤ 0.2
舞蹈室		10	56	145 262	391	19	9	-	24		≤ 0.3	18	30~50	≤ 0.2
器械活动室		20	152	145 262	391	40	9	-	24		≤ 0.3	18	30~50	≤ 0.2
球类活动室		20	529	145 262	391	19	9	-	24		≤ 0.2	18	30~50	≤ 0.2

三层

办公室 (多)	8:00-18:00	1	-	57 77	115	30	9	13	26	55~60	≤ 0.3	20	30~50	≤ 0.2
集中办公 (多)		10 m ² /人		57 77	115		9	20	26		≤ 0.3	20	30~50	≤ 0.2
休息厅 (多)		20 m ² /人		52 82	123		5	-	28		≤ 0.3	18	30~50	≤ 0.2
走廊		50 m ² /人		52 82	123		5	-	28		≤ 0.3	18	30~50	≤ 0.2
党员活动室		12	124	57 77	115		9	-	26		≤ 0.3	20	30~50	≤ 0.2
录音室		4	38	57 77	115		9	5	26		≤ 0.3	20	30~50	≤ 0.2
物业办公室		2	46	57 77	115		9	20	26		≤ 0.3	20	30~50	≤ 0.2

四~九层

小会议室 (多)	开会时间	20	76	58 50	75	14	9	5	26	50~60	≤ 0.3	20	30~50	≤ 0.2
工会之家	活动时间	15	167	57 77	115	30	9	-	26		≤ 0.3	20	30~50	≤ 0.2
备品室 (多)	8:00-18:00	1	-	57 77	115	30	9	5	26		≤ 0.3	20	30~50	≤ 0.2
会客厅	会客时间	5	-	52 82	123	30	9	-	28		≤ 0.3	18	30~50	≤ 0.2
保密室	8:00-18:00	4	40	57 77	115	30	9	-	26		≤ 0.3	20	30~50	≤ 0.2
会客室	会客时间	10	123	57 77	115	30	9	-	26		≤ 0.3	20	30~50	≤ 0.2
多媒体会议室	开会时间	100	291	58 50	75	14	9	5	26		≤ 0.3	20	30~50	≤ 0.2

2.3 手算建筑负荷

本次设计选取四层东北角集中办公室为例进行手算冷负荷，该办公室有两面内墙，两面外墙，外墙上均有窗，冷负荷来源为外墙外窗传热、外窗辐射得热、人员活动散热、照明和设备散热，负荷计算方法已放在计算书中，冷负荷计算结果如下：

表 2.3-1 外墙传热形成的冷负荷

时刻	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
参数	北外墙传热逐时冷负荷										
t_{wLQ}	29	30	30	30	31	31	31	31	31	31	30
t_n	26										
K	0.36										
F	21.85										
CL _{wq}	23.60	31.46	31.46	31.46	39.33	39.33	39.33	39.33	39.33	39.33	31.46
参数	东外墙传热逐时冷负荷										
t_{wLQ}	34.70	35.80	35.80	35.20	35.10	35.90	35.60	34.10	34.40	34.60	33.80
t_n	26										
K	0.36										
F	102										
CL _{wq}	319.46	359.86	359.86	337.82	334.15	363.53	352.51	297.43	308.45	315.79	286.42

表 2.3-2 外窗传热形成的冷负荷

参数	北外窗传热逐时冷负荷										
t_{wLC}	26.30	27.20	27.90	28.70	29.40	30.00	30.40	30.40	30.20	30.00	29.50
t_n	26										
Δt	0.30	1.20	1.90	2.70	3.40	4.00	4.40	4.40	4.20	4.00	3.50
K	1.7										
F	27.2										
CL _{wc}	13.87	55.49	87.86	124.85	157.22	184.96	203.46	203.46	194.21	184.96	161.84
参数	东外窗传热逐时冷负荷										
t_{wLC}	26.3	27.2	27.9	28.7	29.4	30	30.4	30.4	30.2	30	29.5
t_n	26										
Δt	0.3	1.2	1.9	2.7	3.4	4	4.4	4.4	4.2	4	3.5
K	1.7										
F	33.3										
CLQ _t	16.98	67.93	107.56	152.85	192.47	226.44	249.08	249.08	237.76	226.44	198.14

表 2.3-3 外窗的太阳辐射冷负荷

参数	北外窗辐射冷负荷										
C _{clc}	0.38	0.47	0.55	0.61	0.66	0.69	0.71	0.71	0.68	0.65	0.66
C _z	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39
DJ _{max}	100.20	104.50	108.80	110.30	112.30	114.00	115.10	109.10	101.10	90.10	101.10
F	27.20	27.20	27.20	27.20	27.20	27.20	27.20	27.20	27.20	27.20	27.20
CL _c	403.91	521.01	634.78	713.74	786.24	834.43	866.90	821.71	729.28	621.26	707.83
参数	东外窗辐射冷负荷										
C _{clc}	0.41	0.48	0.49	0.45	0.21	0.21	0.21	0.21	0.20	0.18	0.16
C _z	0.34	0.34	0.34	0.34	0.34	0.34	0.34	0.34	0.34	0.34	0.34
DJ _{max}	366.00	392.00	354.20	273.24	195.00	168.36	154.56	141.68	126.04	106.72	89.24
F	33.30	33.30	33.30	33.30	33.30	33.30	33.30	33.30	33.30	33.30	33.30
CL _c	1698.98	2130.35	1965.02	1392.13	463.64	400.30	367.48	336.86	285.40	217.49	161.66

表 2.3-4 人员散热形成的冷负荷和湿负荷

参数	人体散热冷负荷										
C _{clrt}	0.0	0.47	0.79	0.84	0.86	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94
φ	1.00										
Q _{rt}	1539.00										
CL _{rt}	0.0	723.3	1215.8	1292.7	1323.5	1354.3	1385.1	1400.4	1415.8	1431.2	1446.6
人员散湿逐时湿负荷											
φ	1.00										
n _τ	27.00										
g	115.00										
D _τ	3.11										

表 2.3-5 照明与设备逐时冷负荷

参数	照明散热逐时冷负荷										
C _{clzm}	0	0.4	0.72	0.78	0.81	0.83	0.86	0.87	0.86	0.9	0.92
C _{zm}	0.8										
Q _{zm}	2394										
CL _{zm}	0	766.08	1378.944	1493.856	1551.312	1589.616	1647.072	1666.224	1647.072	1723.68	1761.984
参数	设备散热逐时冷负荷										
C _{clsb}	0	0.78	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97
C _{sb}	0.95										
Q _{sb}	5320										
CL _{sb}	0	3942.12	4599.14	4700.22	4750.76	4801.3	4851.84	4851.84	4902.38	4902.38	4902.38

汇总冷负荷如下：

表 2.3-6 汇总冷负荷

总冷负荷	8067	14188	15970	15830	15189	15384	15553	15456	15350	15253	15248
总湿负荷	7.965										

以集中办公区为例，其热负荷包括：围护结构的耗热量（包括围护结构的基本耗热量以及考虑朝向、风力、高度修正的附加耗热量）、冷风渗入耗热量、新风耗热量，热负荷计算时不考虑室外气温波动，按照稳态法进行计算。计算结果如下：

表 2.3-7 热负荷计算表

围护结构	面积	传热系数	室内设计温度	温差	温差修正	基本耗热量	朝向修正	风力附加	外门附加	附加后耗热量	高度附加	热负荷
东外墙	81.45	0.27	20	40.7	1.0	901.7	-0.05	0.00	0.00	856.6	0.01	865.2
北外墙	21.40	0.27	20	40.7	1.0	236.9	0.05	0.00	0.00	248.8	0.01	251.2
东外窗	33.30	1.70	20	40.7	1.0	2304.0	-0.05	0.00	0.00	2188.8	0.01	2210.7
北外窗	7.40	1.70	20	40.7	1.0	512.0	0.05	0.00	0.00	537.6	0.01	543.0
北玻璃幕墙	19.80	1.67	20	40.7	1.0	1345.8	0.05	0.00	0.00	1413.1	0.01	1427.2
内墙	105.30	0.54	20	2.0	1.0	114.1	0.00	0.00	0.00	114.1	0.01	114.1
内门	9.45	3.00	20	2.0	1.0	56.7	0.00	0.00	0.00	56.7	0.01	57.3
挑空楼板	1.14	0.33	20	40.7	1.0	15.1	0.00	0.00	0.00	15.1	0.01	15.3
总计												5484

经计算得冬季新风负荷为 15198W，考虑新风负荷后总负荷为 20682W。

上述计算结果与斯维尔计算结果进行对比，夏季冷负荷变化趋势相同，最大负荷均出现在 10: 00，手算冷负荷 10:00 结果为 15970W，斯维尔软件计算结果为 15193W，两结果差值在 4.9% 左右，两者在计算差别上主要体现在东外窗的辐射得热。冬季热负荷计算为稳态计算，软件计算和手算公式和过程一样，所以结果差别不大，故认定绿建斯维尔软件计算结果是可靠的。

2.4 典型房间负荷分析

该建筑为办公建筑，除办公室外，还有大会议室、球类活动室等其他功能区。办公室为该建筑中占面积最大的、人员长期停留的场所；员工餐厅人员密集，面积大；球类活动室属于高大空间，围护结构面积与建筑面积之比非常大，对风速要求高；大会议室属于高大空间，且使用期间人员密度较大。所以根据这些区域功能的要求，分别选取一层的员工餐厅、二层的球类活动室、大会议室，三层的集中办公室作为典型房间进行负荷分析，分析内容包括冬夏季设计负荷、使用特点、日负荷变化率、热湿比，从而根据不同房间的负

荷特点确定对应的空调方式、气流组织形式以及控制方案，使暖通空调系统在满足要求的情况下，初投资及运行能耗、运行费用达到最优化。

2.4.1 集中办公室

在该建筑中，集中办公室为最主要的功能房间，办公室正常上班时间为 8:00-18:00，但是可能会存在加班情况，使用时间较为灵活。选取三楼的一间集中办公室分析其负荷特点，指导空调方案的选择。下图分别为这间集中办公室全年逐时负荷，夏季设计日逐时冷负荷及其构成，夏季设计日热湿比。

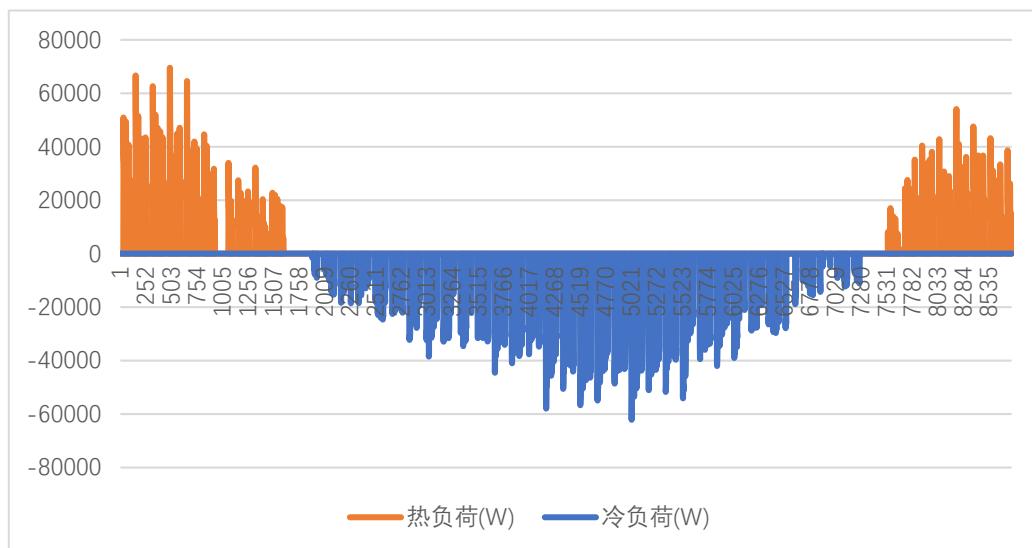


图 2.4-1 办公室全年逐时负荷

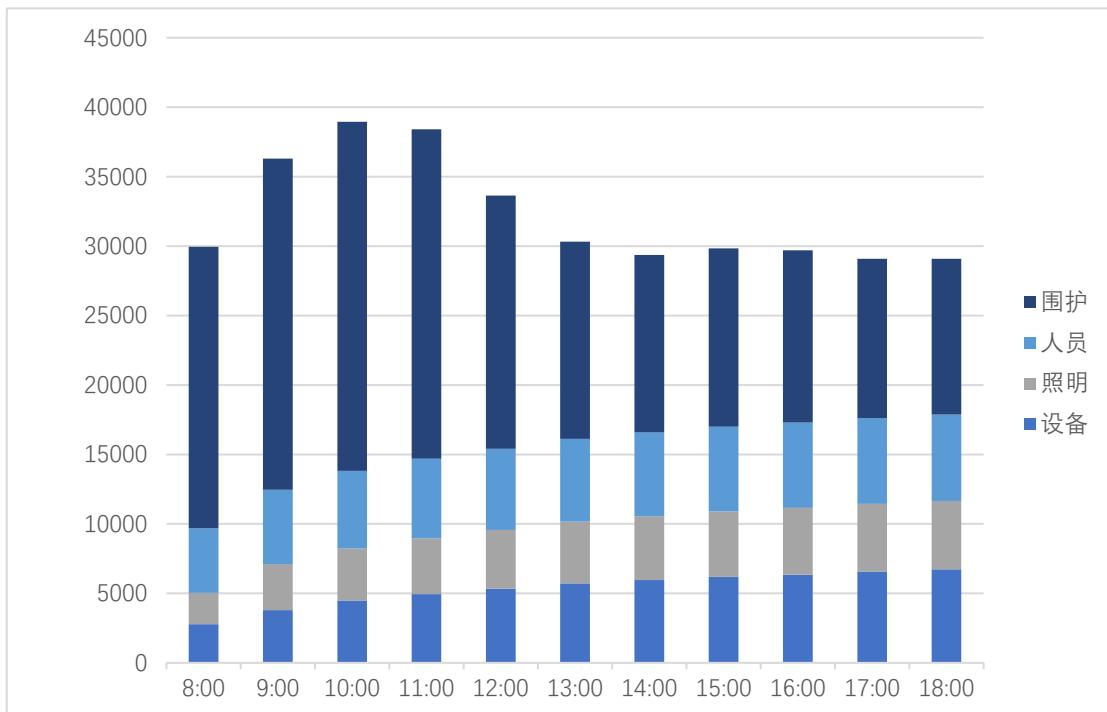


图 2.4-2 办公室设计日逐时负荷构成

分析结果如下：

1. 分析全年负荷（含新风）得到，该办公室在 3 月 20 日开始出现冷负荷，11 月 11 日开始出现热负荷。过渡季节存在冷负荷，没有出现冬季需要供冷的情况。

2. 办公室在设计使用时段冷负荷变化不明显，主要是围护结构得热带来的冷负荷变化，考虑到加班情况，18:00-10:00 人员活动系数取 0.2。

3. 最大冷负荷时刻为 9 点，分析其最大时刻出现在早上九点的原因是东外窗面积大，9 点时辐射得热值达到最大。此时冷负荷为 37603W，湿负荷为 4.05 kg/h，热湿比为 33424.8，冬季设计日热负荷为 47076W，热负荷值较大主要是因为严寒地区室内外温差较大。

4. 考虑到使用时间上比较分散，不同朝向的房间负荷变化不同，办公区域对空调系统灵活性要求较高，末端设备可以使用风机盘管或多联机等便于单独控制的设备。

2.4.2 员工餐厅

员工餐厅为人员密集区域，其面积大且无豪华灯具；职工就餐以套餐为主，餐厅的发热量少，烟酒气味少；职工就餐时间相对集中，餐厅空调只需间歇运行即可。

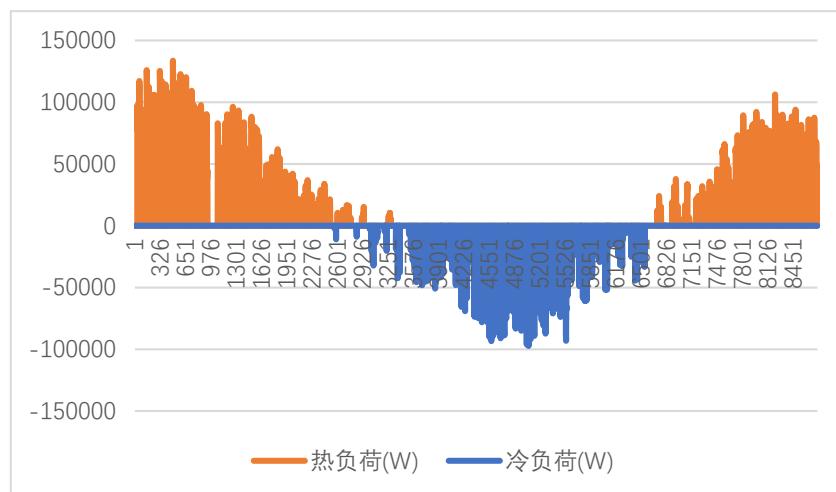


图 2.4-3 餐厅全年逐时负荷

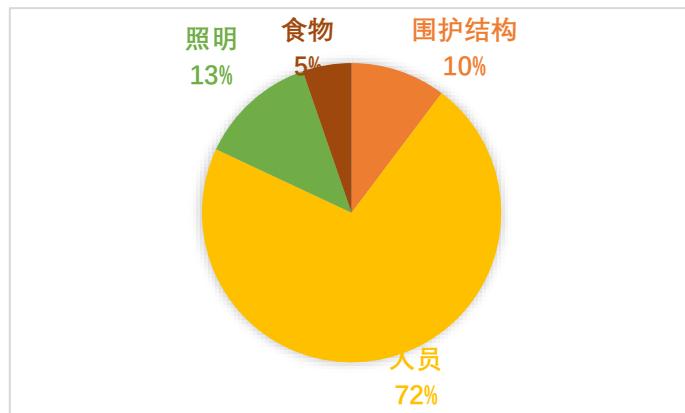


图 2.4-4 餐厅设计日最大负荷构成

分析结果如下：

1. 分析全年负荷（含新风）得到，员工餐厅在 4 月 17 日开始出现冷负荷，10 月 7 日开始出现热负荷，热负荷持续时间较长。
2. 餐厅在就餐时间（11:00-13:00）负荷变化不大，主要是人体散热散湿带来的冷负荷和湿负荷和食物散湿。
3. 夏季设计日最大冷负荷时刻为 13 点，此时冷负荷为 67262W，湿负荷为 30.08kg/h，热湿比为 8103。冬季设计日热负荷为 15549W。
4. 餐厅夏季热湿比线较为平缓，若采用一次回风全空气系统，机器露点送风时热湿比线与 90% 相对湿度线交点温度比较低，送风温差过大，不满足规范要求，需要考虑再热或是二次回风系统。

2.4.3 大会议室

大会议室属于高大空间，室内单个人员发热负荷较小，但是人员密度较大。使用期间人员长期聚集，需要满足人员的舒适性要求。

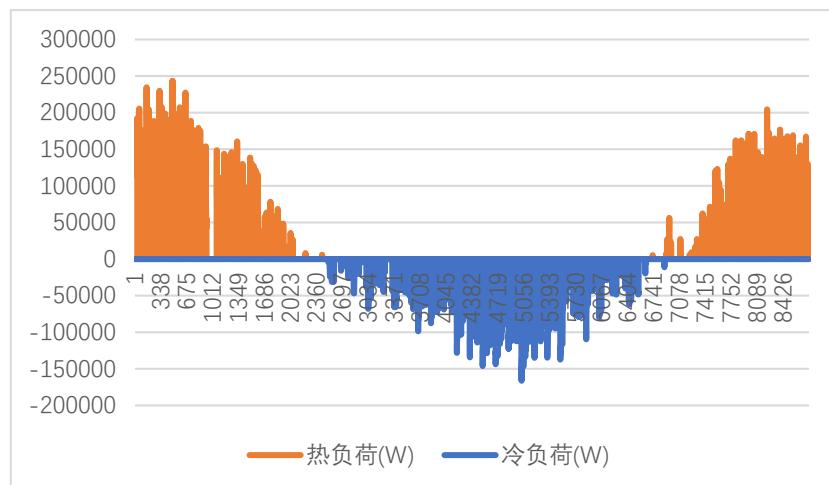


图 2.4-5 大会议室全年逐时负荷

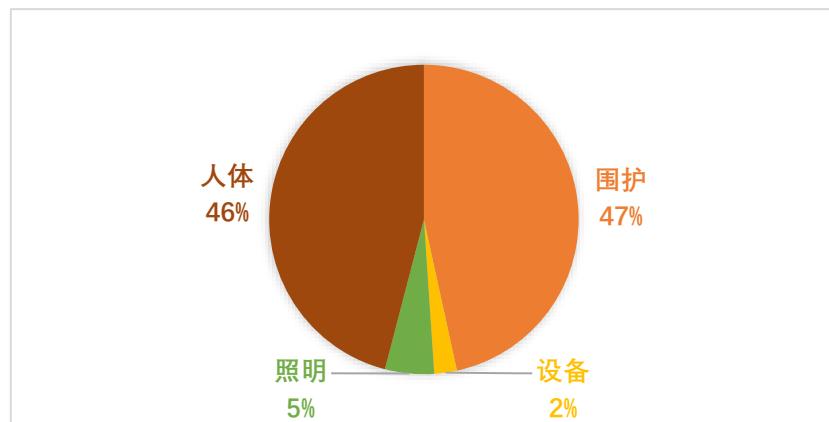


图 2.4-6 大会议室设计日最大负荷构成

分析结果如下：

1. 分析全年负荷（含新风）得到，大会议室 4 月 15 日开始出现冷负荷，10 月 15 日开始出现热负荷。

2. 大会议室在设定的使用时间负荷变化不大，主要是人体散热散湿和大面积的围护结构带来的冷负荷和湿负荷。

3. 夏季设计日最大冷负荷时刻为 13 点，此时冷负荷为 48843W，湿负荷为 17.95kg/h，热湿比为 9807。冬季设计日热负荷为 25777W，主要因为人员密度大，新风需求量大，所以热负荷需求大。

5. 大会议室在使用时，人员集中分布在空间的下半层，负荷也集中在下部，层高为 8m，空间较为高大，末端送风方式要避免出现热分层的现象。

2.4.4 球类活动室

羽毛球场上空九米以内不允许有障碍物，球类活动室为高大空间建筑。围护结构面积与建筑面积之比非常大， 1 m^2 的建筑面积基本对应了 1 m^2 的围护结构，这直接导致围护结构的负荷占据了总冷负荷很大的比重，单平方能耗将会很高。同时应尤为注意围护结构尤其是屋顶和玻璃幕墙的结露问题，为防止出现结露现象，必须采取有效保温措施。

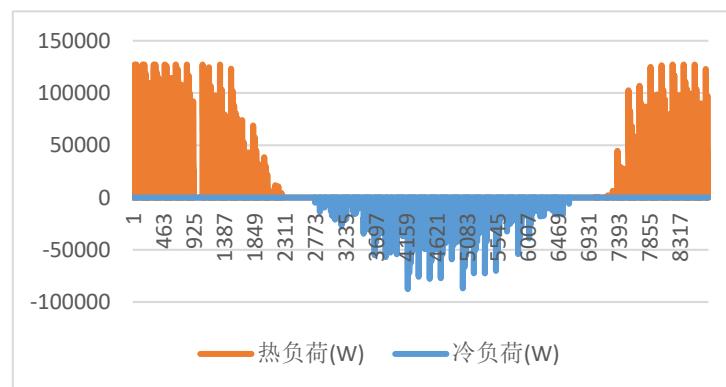


图 2.4-7 球类活动室全年逐时负荷

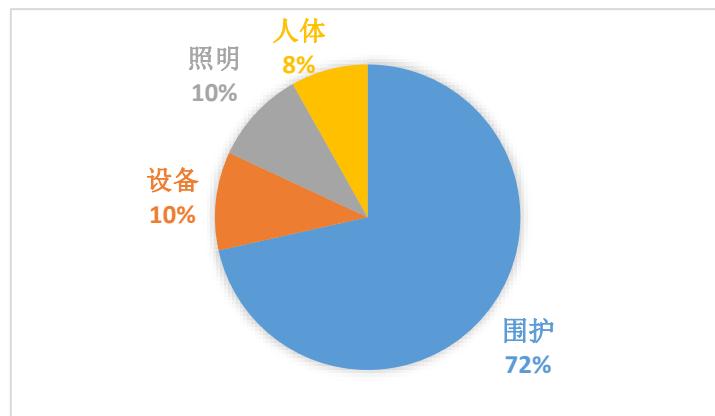


图 2.4-8 球类活动室设计日最大负荷构成

分析结果如下：

1. 分析全年负荷（含新风）得出判断，球类活动室在 4 月 26 日开始出现冷负荷，11 月 1 日开始出现热负荷。

2. 球类活动室在设计使用时段冷负荷变化不明显，主要是围护结构得热带来的冷负荷变化。

3. 最大冷负荷时刻为 17 时，此时冷负荷为 33322W，湿负荷为 4.38 kg/h，热湿比为 27313。冬季设计日热负荷为 35232W，热负荷值较大主要是因为室内外温差较大，围护结构面积大。

4. 球类活动室对风速要求较高，空气处理方案可考虑采用地板辐射空调加新风或布袋送风的处理方案，前者地板辐射承担大部分冷负荷，新风承担全部湿负荷和部分冷负荷，送风量相比于全空气系统减少很多。

2.5 建筑物空调负荷分析

通过对负荷数据的分析，了解建筑室内环境及供暖空调需求的特点，为空调方案的针对性设计提供依据。

2.5.1 建筑物负荷分布特性

根据斯维尔软件模拟结果，该建筑全年 8760 小时逐时空调负荷模拟如图所示：

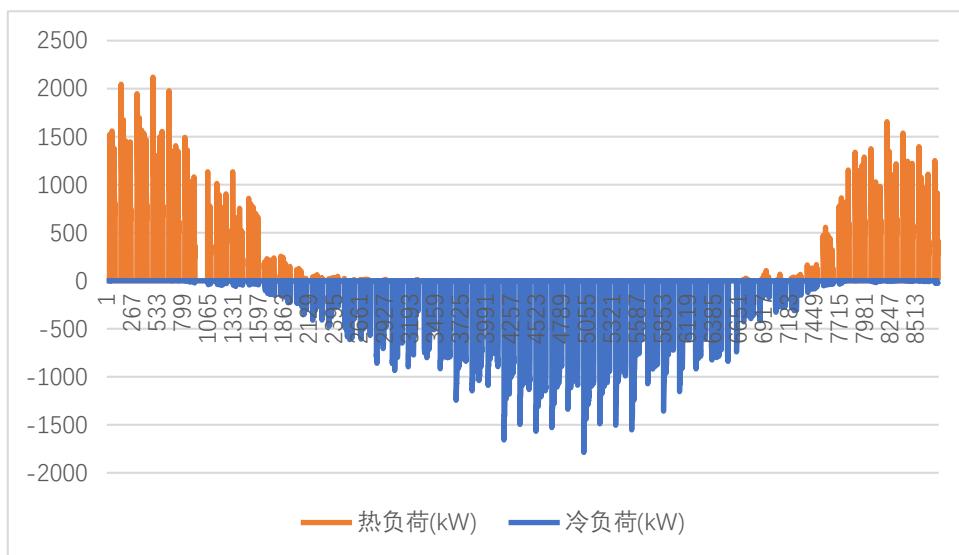


图 2.5-1 建筑全年逐时负荷

(1) 办公楼全年最大冷负荷出现在 7 月 29 日，最大冷负荷为 1787.8kW，冷负荷指标为 111.62W/m^2 。全年最大热负荷出现在 1 月 21 日，最大热负荷为 1734.72kW，热负荷指标为 108.31W/m^2 。

(2) 部分南向房间在过渡季节存在冷负荷, 南向房间有大面积的玻璃幕墙结构, 辐射得热量大, 所以在过渡季出现了冷负荷。在设计空调方案时, 应充分考虑到这些房间冬季冷负荷的热湿处理过程。

(3) 日平均温度高于 25°C 的起止日期规定为制冷季; 日平均温度小于 5°C 的起止日期规定为供暖季; 其余时间为过渡季。所以设定制冷季为 6 月 23 日—8 月 1 日, 供暖期为 11 月 1 日—3 月 31 日。确定制冷季和供暖季后, 计算建筑全年耗冷耗热需求, 结果如下图所示。



图 2.5-2 建筑耗冷耗热需求

2.5.2 负荷分频统计

为了能够直观地看出部分负荷出现的时间和频率, 从而指导冷热资源配置, 统计出部分负荷出现的累积频率。

供热季、供冷季负荷频率分布图如下图所示:

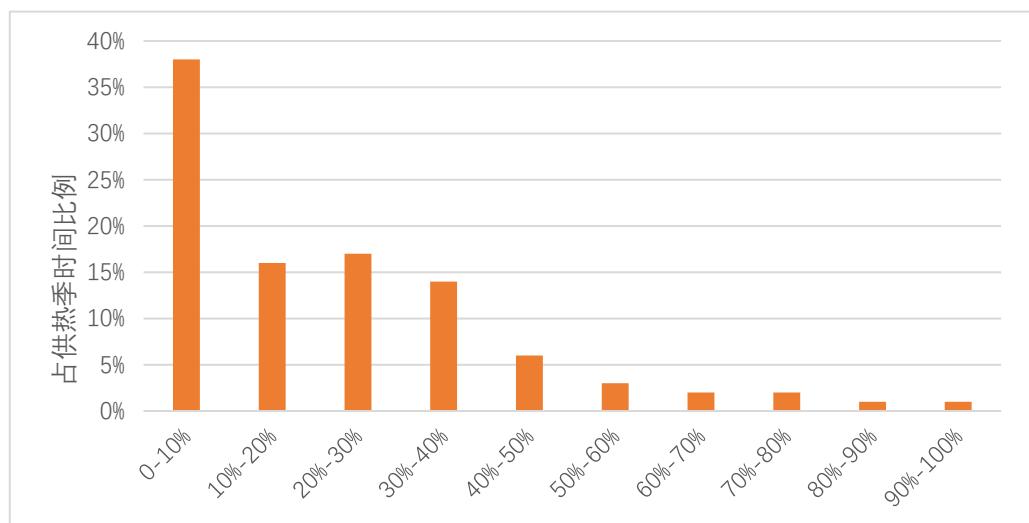


图 2.5-3 热负荷分频统计

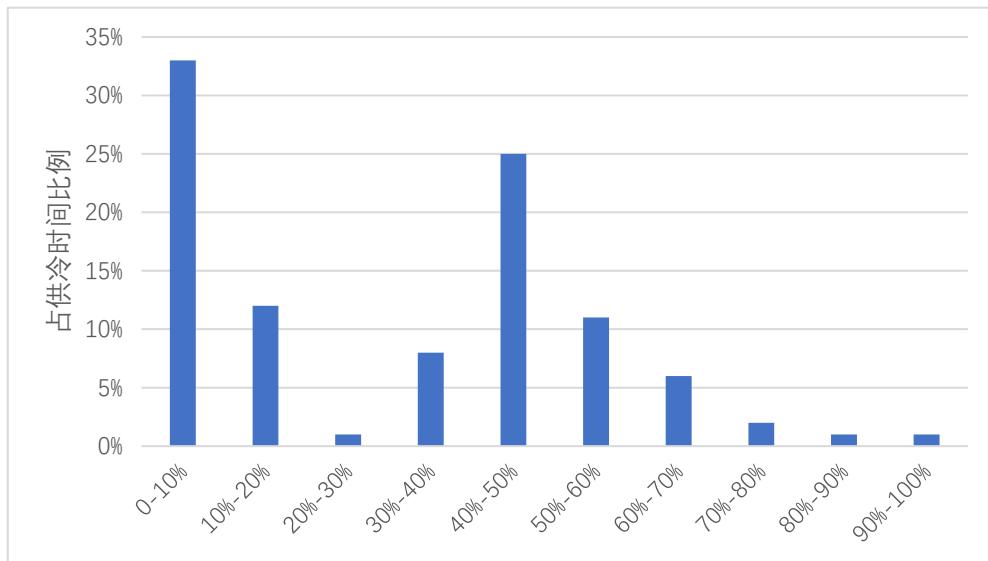


图 2.5-4 冷负荷分频统计

(1) 系统大部分时间是在部分负荷下运行的，以 10% 负荷以下运行的时间占供热季总时间的 38%。10%-20%、20%-30%、30%-40% 负荷运行区间大概各占供热季的 15%，其余负荷区间占比都小于 5%。整体的趋势是随着热负荷占比的增加，出现的频率越少。虽然建筑最大热负荷达到 2120kW，但是处于 70% 负荷以上运行的时间占比不超过 5%。

(2) 在 10% 冷负荷以下运行的时间占供冷季总时间的 33%，其次是在 50%-60% 区间运行的时间占供冷季的 25%，在 70% 冷负荷以上运行的时间不超过 5%。选择冷源时应着重考虑在 50% 左右高效运行的机组。

但是在机组选型中仍然必须以最大负荷为基础进行选择，根据以上分析，机组在非满负荷工况下的运行节能应引起重视，这对于机组设备选型以及运行调节策略指定都具有重要的指导作用。

2.6 本章小结

本章通过绿建斯维尔软件计算和冷负荷系数法两种方法计算建筑的热湿负荷，负荷结果误差为 4.9%，互相验证了结果的可靠性，并利用绿建斯维尔暖通负荷软件得到建筑的全年动态负荷数据，利用结果进行分析，回答了以下问题。

(1) 建筑内外区问题

通过对全年负荷数据的分析，发现该建筑房间除走廊外的其他房间不存在冬季存在冷负荷的情况，因此认为该建筑不存在内区，不存在冬季需要制冷的需求。

(2) 冷热资源配置与运行问题

经软件计算得到了建筑的全年负荷曲线，并统计出各个冷热负荷段所出现的时间百分

比，发现处于低负荷段的时间很长，建议在选择冷热源容量配置时，应着重考虑低负荷段的高效运行。

(3) 空调分区问题

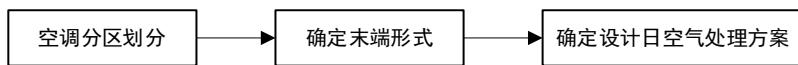
通过对建筑功能特点的调研与负荷特性的分析，为后续空调分区提供了参考依据，建议采用集中与分散相结合的末端形式以满足建筑不同功能房间的不同需求。

(4) 建筑耗冷量与耗热量问题

通过对全年负荷的分析与季节的划分，发现沈阳地区供暖期时长远大于空调期时长，其建筑耗热量也大于建筑耗冷量，这为后续冷热源的选取提供了依据，本次设计更应注重严寒地区的供暖需求。

第三章 室内空气处理方案

该办公楼包含多种不同功能的房间，本章根据各房间空调负荷的差异性，适当地把空调系统划分为若干个温湿度控制区域，以使空调系统能更方便的适应负荷变化，改善室内热环境和节省空调能耗。此外，本章对各分区内的典型房间的空气处理过程进行了相应的设计计算，确定其空气处理过程。



3.1 空调系统分区

根据建筑的功能分区与负荷特性，需要对建筑各楼层各房间进行空调系统划分。

3.1.1 空调系统分区原则

在充分调研文献并总结后，本次设计根据以下原则进行系统的划分：

(1) 室内参数相近以及室内热湿比相近的房间可合并在一起，这样空气处理和控制要求比较一致，容易满足要求。

(2) 朝向、层次等位置上相近的房间宜组合在一起，这样风道管路布置和安装较为合理，同时也便于管理。

(3) 工作班次和运行时间相同的房间采用同一系统，这样有利于运行和管理，对个别要求 24 小时运行或者间歇运行的房间可单独配置空调机组。

(4) 根据防火要求，空调系统分区应与建筑防火分区相对应。

此次空调系统划分，主要考虑了以下因素：

(1) 一层和二层有划分防火分区，空调区划分需要与防火分区对应。

(2) 一层有湿负荷较大的员工餐厅、高度较高的大堂、平日极少开放的荣誉室、对温湿度要求较高的档案室、值班室等，各个区域使用时间不同，设计参数要求不同，负荷特性差别较大，应计划分到不同的空调系统中。

(3) 二层裙房有高大空间，包括对风速要求较高的球类活动室和人员密集的大会议室，其他区域是健身房、舞蹈室、办公室、休息厅等，空调系统需要按照分区原则划分。

(4) 三到九层办公区域较为狭长，如果整层楼采用一个新风系统，风量会较大，噪音会影响办公区的舒适性，所以考虑每层办公区划分为两个系统。

3.1.2 划分结果

1. 一层分区结果

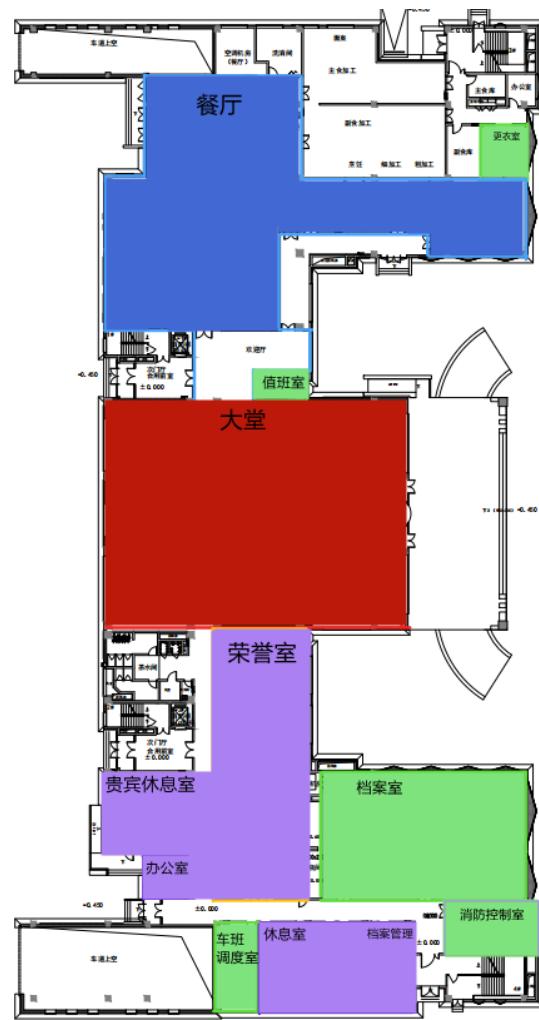


图 3.1-1 一层空调系统划分图

表 3.1-1 一层空调系统划分表

图例	房间名称	系统形式	冷媒温度 (°C)	热媒温度 (°C)
蓝色	员工餐厅	全空气二次回风系统	7/12 (二次回风机组)	60/50 (二次回风机组)
红色	大堂 (H=10m)	夏季：风机盘管加新风处理机组 冬季：地板辐射加新风处理机组	7/12 (风机盘管) 7/12 (新风处理机组)	60/50 (新风处理机组) 40/30 (地板辐射)
紫色	办公室、休息室、 档案管理、荣誉室	夏季：风机盘管加新风处理机组 冬季：地板辐射加新风处理机组	7/12 (风机盘管) 7/12 (新风处理机组)	60/50 (新风处理机组) 40/30 (地板辐射)
绿色	档案室	恒温恒湿空调	—	—
浅绿色	值班室、车班调度室、 消防控制室	分体空调	—	—

说明：

(1) 餐厅在一个防火分区里，且室内负荷特征与其他区域明显不同，所以划为一个系统。

(2) 大堂空间高度与一层其他区域标高不同，且属于高大空间，空气处理方案需要特殊考虑，所以单独划为一个系统。

(3) 办公室、休息室、档案管理、荣誉室使用时间一致，室内需求一样，可以划分到一个半集中式系统。

(4) 档案室对温湿度的精度控制要求较高，且全年 24 小时运行，可以设置单独的带有冷热源的恒温恒湿空调。更衣室、值班室、车班调度室、消防控制室等房间使用分体空调。

2.二层分区结果

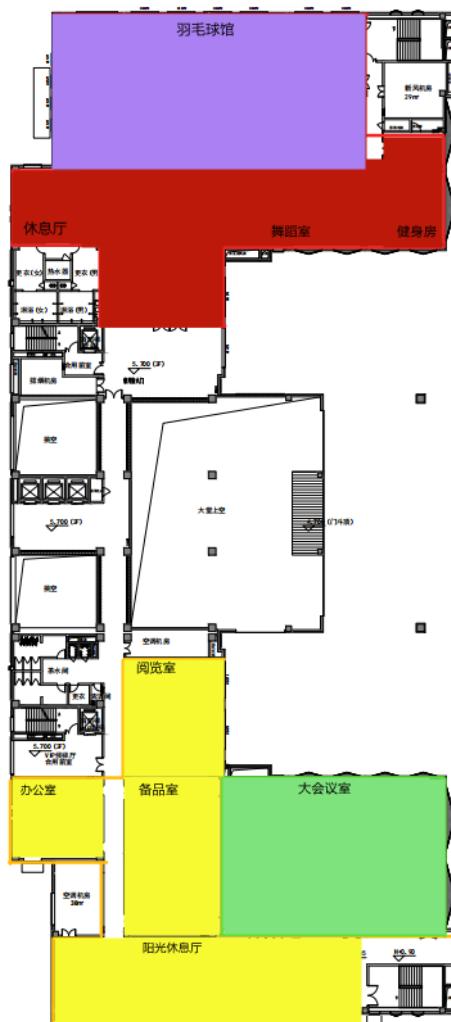


图 3.1-2 二层空调系统划分图

表 3.1-2 二层空调系统划分表

图例	房间名称	系统形式	冷媒温度 (°C)	热媒温度 (°C)
	球类活动室 (H=9m)	夏季：空调箱加新风处理机组 冬季：地板辐射加新风处理机组	7/12 (空调箱) 7/12 (新风处理机组)	40/30 (地板辐射) 60/50 (新风处理机组)
	休息区、舞蹈室、健身房	夏季：风机盘管加新风处理机组 冬季：地板辐射加新风处理机组	7/12 (风机盘管) 7/12 (新风处理机组)	40/30 (地板辐射) 60/50 (新风处理机组)
	阅读室、备品室、办公室、阳光休息厅	夏季：风机盘管加新风处理机组 冬季：地板辐射加新风处理机组	7/12 (风机盘管) 7/12 (新风处理机组)	40/30 (地板辐射) 60/50 (新风处理机组)
	大会议室 (H=8m)	全空气二次回风机组	7/12 (空气处理机组)	60/50 (空气处理机组)

说明：

- (1) 球类活动室对风速要求高，层高、面积与周围房间相差比较大，宜单独划分，周围健身房、舞蹈室采用一套系统。
- (2) 大会议室人员密集，且空间高度比较高，间歇使用，所以单独使用全空气系统。
- (3) 阅读室、备品室、办公室、阳光休息厅划分到一个系统，设置半集中式空调系统。

3.三层到九层的分区结果



图 3.1-3 三，四层空调系统划分图

三层至九层由于空调负荷变动大，使用时间不确定，依据有关规范考虑节能和舒适性要求，夏季选用多联式空调系统承担房间的全部负荷，另加以集中新风处理的方式满足舒适性要求。水冷多联机系统具有传统多联机布置灵活的特点，当建筑层高较低时，各房间空气互不流通，可以避免交叉污染，且控制灵活简单，运行费用较低，尤其在房间同时使用率较低的情况下节能性更加显著。冬季采用地板辐射供暖加新风的方案。剩余楼层与三四层划分结果类似。

3.2 餐厅——全空气二次回风系统

餐厅夏季热湿比线较为平缓，与 90% 相对湿度线交点温度过低，采用机器露点送风时送风温差不满足人员对热舒适的要求，规范建议舒适性空调送风温差为 5-10℃，需要减小送风温差，房间对相对湿度要求不严格时，可考虑采用一次回风加再热过程和二次回风系统。

两种方案的夏季空气处理过程如下：

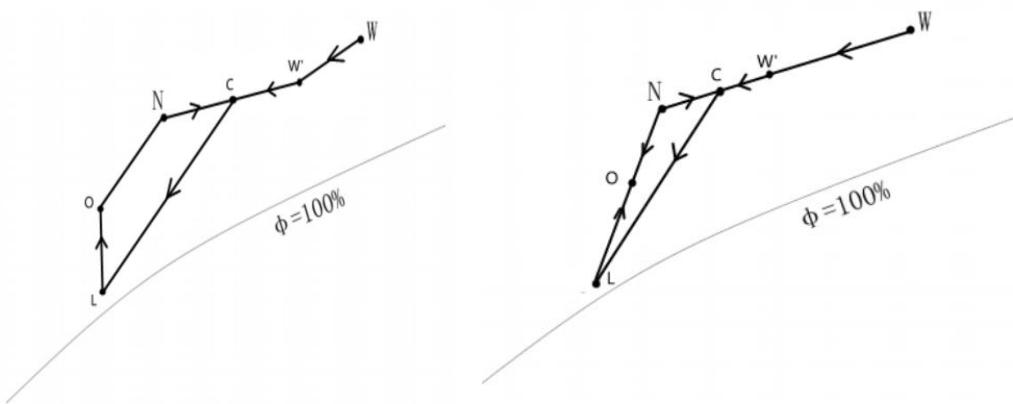


图 3.2-1 一次回风含再热过程

图 3.2-2 二次回风系统空气处理过程

再热过程可以考虑采用一种适用于餐厅厨房的烟气热回收装置及系统，此系统将高温烟气集中收集并通过水-气换热器进行热回收处理，最终将低温烟气排出室外，不仅更有效地回收了烟气中的热量，提供再热段所需的热量，还能改善厨房内的工作环境。也可考虑使用太阳能集热器产生的热水来提供再热过程所需的热量。

二次回风过程： 经过全热交换达到状态点 W' 的新风与室内状态点 N 的一次回风混合至状态点 C ，经表冷器处理到露点 L 。露点 L 与室内状态点 N 的二次回风混合至送风状态点 O 送入室内。不仅能够满足舒适性空调对于送风温差的要求，同时可以达到控制室内温湿度恒定的效果。

一次回风再热，产生了冷热抵消，虽然有学者提出利用厨房烟气回收装置供热来得到

节能效果，但是该系统增加了空调系统的复杂性，且厨房烟气热量回收计算过程复杂，热回收装置没有已经规模生产的产品；太阳能集热器提供热量受天气影响大，热量和温度都不稳定，且空调系统所需水温和生活热水温度不同，增加了水系统的复杂性。

所以最终确定使用全空气二次回风系统。空气处理过程计算所需参数如下：

表 3.2-1 餐厅空气处理过程参数

夏季室外参数		夏季室内参数		冷负荷 W	湿负荷 kg/h	新风量 m ³ /h
温度℃	湿度%	温度℃	湿度%	67262	30.08	6900
31.5	65	26	55			
冬季室外参数		冬季室内参数		热负荷 W	湿负荷 kg/h	新风量 m ³ /h
温度℃	湿度%	温度℃	湿度%	15549	17	6900
-20.7	60	20	40			

3.2.1 热回收过程计算

根据《公共建筑节能设计标准》GB50189-2015 要求：当建筑物内设有集中排风系统且符合下列条件之一时，宜设置排风热回收装置：

- (1) 送风量大于或等于 3000m³/h 的直流式空调系统，且新风与排风的温差≥8°C；
- (2) 设计新风量大于或等于 4000m³/h 的空调系统，且新风与排风的温差≥8°C；
- (3) 设有独立新风和排风的系统。

由于餐厅在运行时人员较多，所需新风量大，排风量也大。如果室内空气直接排掉，会造成较大的能源浪费。故进行排风热回收，从而减少能耗，节约能源。

转轮式热回收效率受迎面风速、排风量与新风量之比、新风温度，新风含湿量等因素影响。且随迎面风速的增大，转轮的显热效率，潜热效率与全热效率均降低；随排风量与新风量之比的增大，或新风温度的升高（相对湿度不变时），转轮的显热效率、潜热效率与全热效率均增大；随新风含湿量增大，转轮的显热效率不变，潜热效率与全热效率升高。

员工餐厅新风量为 6900m³/h，排风量按照新风量的 90%设计，得到排风量为 6210m³/h。则全热交换器处理的总风量为 13110m³/h，根据处理风量、风量比以及推荐风速，查取样本后选取全热交换器如下表：

表 3.2-2 餐厅全热回收装置

型号	风量 m ³ /h	温度交换效率%	焓交换效率%	噪声 dB
ZCQ-L15000	15000	70	62	<68

热交换过程在焓湿图上的体现：

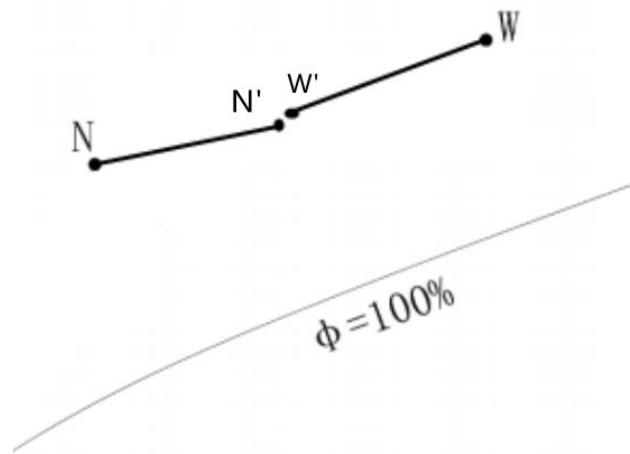


图 3.2-3 餐厅全热回收过程

热交换后新风的温度为 $t_{w'} = t_w - 0.9 \times \eta (t_w - t_N) = 28^\circ C$

热交换后新风的焓值为 $h_{w'} = h_w - 0.9 \times \eta (h_w - h_N) = 67 kJ/kg$

冬季全热交换过程计算：

热交换后新风的温度为 $t_{w'} = t_w - 0.9 \times \eta (t_w - t_N) = 5^\circ C$

热交换后新风的焓值为 $h_{w'} = h_w - 0.9 \times \eta (h_w - h_N) = 10.7 kJ/kg$

3.2.2 夏季空气处理过程

(1) 空气处理原理、焓湿图及各状态点参数

夏季空气处理方案：经过全热交换达到状态点 W' 的新风与室内状态点 N 的一次回风混合至状态点 C ，经表冷器处理到露点 L 。露点 L 与室内状态点 N 的二次回风混合至送风状态点 O 送入室内。夏季空气处理的焓湿图如下：

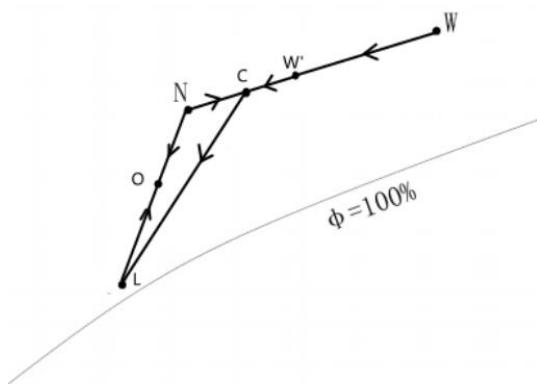


图 3.2-3 餐厅夏季空气处理过程焓湿图

过室内点 N 作热湿比线与 $20^\circ C$ 等温线交于点 O ，即为送风状态点。过室内点 N 作热湿比线与 90% 相对湿度线交于点 L ，即为表冷器处理后状态点 L 。

空气处理过程图中各状态点参数如下：

表 3.2-3 餐厅夏季空气处理过程状态点参数

	室外点 W	机器露点 L	混合点 C	送风点 O	室内点 N	热交换后的的新风 W'
干球温度°C	31.5	14.9	27.1	20	26	28
相对湿度%	65	90	59.7	71.6	55	63
焓 kJ/kg	81.1	39.5	62	47.1	56.1	67
含湿量 g/kg	19.3	9.7	13.6	10.6	11.7	15.2

(2) 送风量计算

$$G = Q / (h_N - h_o) = 23344 \text{ m}^3 / \text{h}$$

新风量为 $6900 \text{ m}^3 / \text{h}$, 新风百分比为 29.5%。

(3) 二次回风量计算

$$G_L = Q / (h_N - h_L) = 12717 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$G_2 = G - G_L = 10626 \text{ m}^3 / \text{h}$$

(4) 一次回风量

$$G_1 = G_L - G_w = 5817 \text{ m}^3 / \text{h}$$

(5) 系统所需冷量

$$Q_T = G_L \times (h_c - h_L) = 91.1 \text{ kW}$$

3.2.3 冬季空气处理方案

(1) 空气处理原理、焓湿图及各状态点参数

新风经过全热回收后与室内一次回风混合至 C 点，混合空气加热至 C' 点后与室内二次回风混合达到送风状态点 O，送入室内。

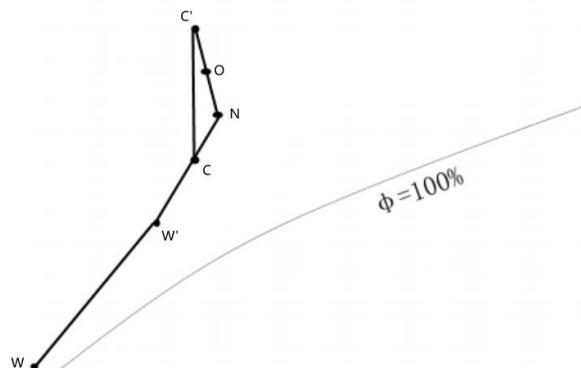


图 3.2-4 餐厅冬季空气处理过程焓湿图

根据室内状态点 N, 取冬季一次回风处理点 C' 温度 28°C , 采用夏季二次回风比, 得

到送风状态点 O，计算送风量。根据新风与一次回风等湿加热到状态点 C'，即可确定混合状态点 C 以及新风、一次回风比。

图中各状态点参数如下：

表 3.2-4 餐厅冬季空气处理过程状态点参数

	室外点 W	加热状态点 C'	混合点 C	送风点 O	室内点 N	热交换后新风 W'
干球温度°C	-20.7	30	13	26	20	5
相对湿度%	60	15.5	44.6	22.9	40	41.4
焓 kJ/kg	-20	40.8	23.6	38.5	35.1	10.7
含湿量 g/kg	0.3	4.1	4.1	4.8	5.9	2.3

(2) 送风量、一次回风、二次回风量的确定

过室内点 N 作热湿比线与 26°C 等温线交于点 O，即为送风状态点。

$$\text{总送风量: } G = Q / (h_o - h_N) = 19742 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$\text{二次回风量: } G_{c'} = Q / (h_{c'} - h_N) = 9821 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$G_2 = G - G_{c'} = 9921 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$\text{一次回风量: } G_1 = G_{c'} - G_w = 5800 \text{ m}^3 / \text{h}$$

(3) 机组加热量

$$Q_R = G_c (h_c - h_{c'}) = 39 \text{ kW}$$

3.2.4 机组选型

根据以上计算得到的数据选择和组装二次回风全空气处理机组，选型结果如下：

表 3.2-5 餐厅二次回风机组

MKZ1524	
额定风量 (m ³ /h)	25083
最大风机全压 (Pa)	2000
最大电机功率 (kW)	22
供冷全冷量 (kW)	125
供冷水流量 (L/s)	6
供热制热量 (kW)	90
供热水流量 (L/s)	2.15

3.3 档案室——恒温恒湿空调

档案室内储存图纸资料等，空调系统需要 24 小时运行，由于档案室的使用时间与办公楼其他区域之间差异较大，故档案室的空调系统不使用集中冷热源，且需要能够满足档案

室对温湿度的严格要求，所以选择一台恒温恒湿空调机组，利用机组自身较高的自控程度来满足档案室恒温恒湿的要求。考虑到库房平时没有人员在里面工作，所以平时都可以不用从室外引入新风。偶尔会有工作人员进入档案室整理文件，这时就需要一定量的新风供给，满足人体卫生需求。解决方案是平时开启恒温恒湿空调机组，室内空气循环处理，满足档案文件的保存需要。当人员进入时，档案室开启该库房的新风换气机将新风供给到恒温恒湿机组中预留的新风口。确定档案室的空气处理方案是恒温恒湿机组。

空调计算过程所需参数如下：

表 3.3-1 档案室空气处理计算所需参数

夏季室外参数		室内设计参数		冷负荷 W 22541	有人进入时	湿负荷 kg/h 1.34	新风量 m ³ /h 300		
温度°C	湿度%	温度°C	湿度%						
31.5	65	20	50	热负荷 W 13610		湿负荷 kg/h 1.34			
-20.7	60								

3.3.1 档案室无人进入

在焓湿图上介绍空气处理方案，平时采用封闭式系统，为了减少室内温度的波动，在给定的送风温差范围内，尽量取较小的送风温差。在没有人员进入的情况下，室内空气处理方案非常简单，就是干冷或者干热。如下图所示：

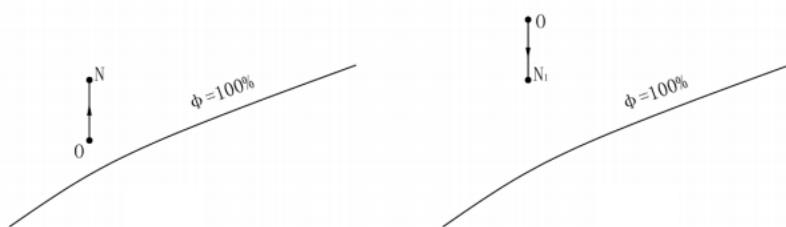


图 3.3-1 档案室无人进入时空气处理过程

各状态点参数如下：

表 3.3-2 空气处理过程状态点参数

	室内点 N	送风点 O (夏季)	送风点 O (冬季)
干球温度°C	20	16	24
相对湿度%	50	64.7	39.4
焓 kJ/kg	38.9	34.9	43.1
含湿量 g/kg	7.4	7.4	7.4

夏季送风量：

$$G = Q/\rho (h_N - h_O) = 4.69 \text{ m}^3/\text{s} = 16884 \text{ m}^3/\text{h}$$

冬季与夏季采用相同的送风量，校核冬季送风点是否满足要求。

$$h_o = Q/G + h_N = 41.8 \text{ kJ/kg}$$

基本上可以满足送风温差。

3.3.2 档案室有人进入

由于档案室一次性不会有太多工作人员进入库房，将人员定为 10 人。根据《实用供热空调设计手册》，人员在 20°C 环境中轻度活动的全热散热量为 183 W，散湿量为 134g/h，新风量取 30m³/(人·h)。人员进入后冷负荷为 24.371KW，湿负荷为 1.34kg/h。新风通过恒温恒湿机组的新风口与回风混合，通过表冷和再热送入室内。空气处理过程如图所示：

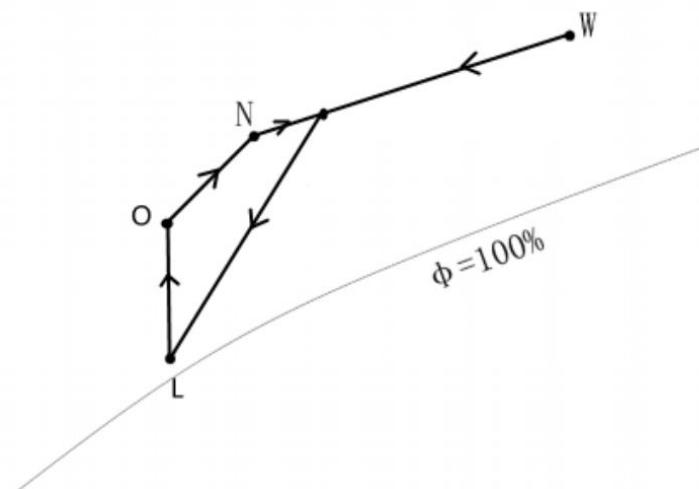


图 3.3-2 档案室有人进入时空气处理过程

表 3.3-3 空气处理过程状态点参数

	室内点 N	室外点 W	混合点 C	机器露点 L	送风点 O
干球温度 °C	20	31.5	20.5	10.5	24
相对湿度 %	50	65	51.3	90.2	40
焓 kJ/kg	38.9	81.1	40.4	28.7	42
含湿量 g/kg	7.4	19.3	7.8	7.2	7.2

送风量为 7634 m³/h；设备制冷量为 28kW。

3.3.3 设备选择

依据以上数据查找恒温恒湿机组样本，选型如表所示：

表 3.3-4 恒温恒湿机组选型

机组性能	型号	HZ060-10HFJ
	制冷量 W	29200
	循环风量 m³/h	17000
	总功率 kW	36.5
	制冷剂	R22

室内机	蒸发器	铜管铝翅片
	送风系统	低噪音多翼离心式 3kW
	加热器	绕片电加热 18kW
室外机	压缩机	8.8kW
	冷凝风扇	0.48kW
	外型尺寸	957×414×793

3.4 球类活动室——夏：空调箱加新风/冬：地板辐射加新风处理机组

球类活动室围护结构面积大，负荷较大，层高大且对风速要求高。考虑到冬季采用地板辐射采暖系统，在设计同时，亦满足人员的卫生要求，故需设置新风系统。将处理后的新风送入室内，承担部分热负荷和全部湿负荷。夏季采用空调箱加新风处理机组的形式，冬夏可以共用一个新风处理机组。空气处理过程计算所需参数如下：

表 3.4-1 球类活动室室内参数

夏季室外参数		夏季室内参数		冷负荷 W	湿负荷 kg/h	新风量 m ³ /h
温度℃	湿度%	温度℃	湿度%	33322	4.38	3000
31.5	65	24	55			
冬季室外参数		冬季室内参数		热负荷 W	湿负荷 kg/h	新风量 m ³ /h
温度℃	湿度%	温度℃	湿度%	35232	3.87	3027
-20.7	60	18	40			

3.4.1 全热回收过程

由于处理湿负荷所需新风量大，故可采用排风全热回收方案，利用全热交换获取排风中的能量预热新风，达到一定的节能效果。

新风量为 3155m³/h，排风量按照新风量的 90%设计，得到排风量为 2839m³/h。则全热交换器处理的总风量为 5994m³/h，根据处理风量、风量比以及推荐风速，查取样本后选取全热交换器如下表：

表 3.4-2 全热回收装置参数

型号	风量 m ³ /h	温度交换效率%	焓交换效率%	噪声 dB	外形尺寸 mm
ZCQ-L6000	6000	70	62	<62	1950×900×1580

全热交换效率公式为：

$$\eta = \frac{M_s(x_1 - x_2)}{M_{min}(x_1 - x_3)} \quad (3.4-1)$$

式中：

x_1 、 x_2 、 x_3 ——新风进口、新风出口、排风进口的焓值（温度、湿度）；

M_s ——送风质量流量；

M_{min} ——送风和排风中质量流量较小的一个。

已知新风进口、排风进口的参数，全热交换器的温度交换效率、焓交换效率，可以计算得到新风出口的参数。计算过程如下。

夏季全热交换过程计算：

$$\text{热交换后新风的温度为 } t_{w'} = t_w - 0.9 \times \eta \ (t_w - t_N) = 26.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{热交换后新风的焓值为 } h_{w'} = h_w - 0.9 \times \eta \ (h_w - h_N) = 64 \text{ kJ/kg}$$

冬季全热交换过程计算：

$$\text{热交换后新风的温度为 } t_{w'} = t_w - 0.9 \times \eta \ (t_w - t_N) = 3.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{热交换后新风的焓值为 } h_{w'} = h_w - 0.9 \times \eta \ (h_w - h_N) = 8.6 \text{ kJ/kg}$$

3.4.2 夏季空气处理过程

(1) 经过全热交换达到状态点 W' 的新风，处理到室内空气焓值线上，不承担室内负荷，室内负荷全部由多联机系统的室内机承担。室内空气处理到 L 点与处理过的新风混合到送风状态点 O。

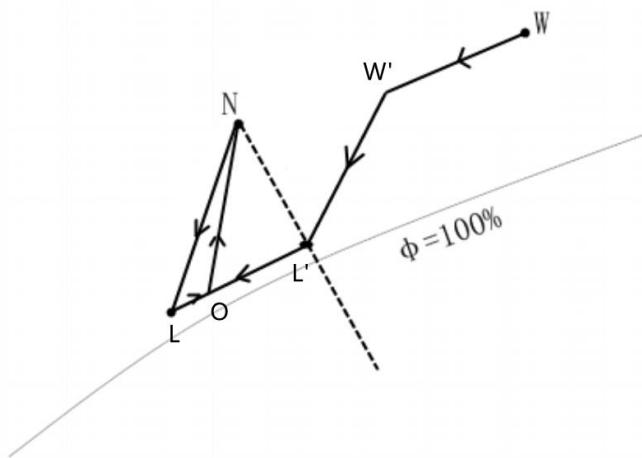


图 3.4-1 球类活动室夏季空气处理过程

图中各状态点参数如下：

表 3.4-3 空气处理过程状态点参数

	室外点 W	室内点 N	送风点 O	回风点 L	机器露点 L'	热交换后新风 W'
干球温度 °C	31.5	24	15.5	14.4	18.9	26.7
相对湿度 %	65	55	93.2	93.7	90	65.2
焓 kJ/kg	81.1	50.6	41.9	38.9	50.6	64
含湿量 g/kg	19.3	10.4	10.4	9.7	12.4	14.5

(2) 新风处理机组制冷量

$$Q_1 = G_w \times (W' - L') = 12.84 \text{ kW}$$

(3) 空调箱回风量

$$\text{总送风量为 } G = Q / (h_N - h_O) = 11913 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{回风量为 } G_h = G - G_W = 8913 \text{ m}^3/\text{h}$$

3.4.3 冬季空气处理过程

(1) 确定新风系统处理的终状态点 L, h-d 图上室内点 N、室外点 W、全热交换后状态点 W' 热湿比线 ε 如上图标注, 室内湿负荷由新风承担。先绝热加湿再加热空气处理过程如下:

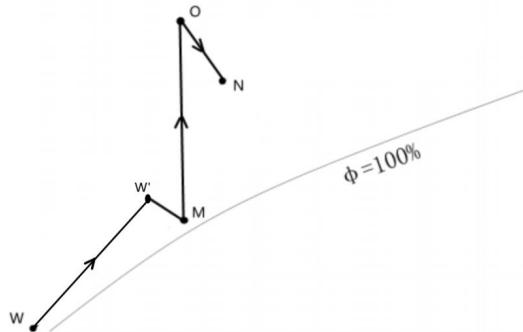


图 3.4-2 新风冬季处理过程

图中各状态点参数如下:

表 3.4-4 空气处理过程状态点参数

	室内点 N	室外点 W	全热交换后状态点 W'	送风点 O
干球温度 °C	18	-20.7	3.7	25.5
相对湿度 %	40	60	39	20.1
焓 kJ/kg	31.3	-20	8.6	36.2
含湿量 g/kg	5.2	0.3	1.9	4.1

(2) 新风处理过程

新风量的确定

辐射板只能负担室内显热负荷, 新风系统需负担全部室内湿负荷, 同时承担部分显热负荷。因此新风量不仅要满足房间卫生需求还应满足消除室内湿负荷的需求。新风送入室内的方法采用置换通风。

$$G_w = W / (d_N - d_O) = 3027 \text{ m}^3/\text{h}$$

计算结果与夏季送风量相差不大。

新风处理机组总加热量

$$Q_w = G_w \times (h_{w'} - h_o) = 23.67 \text{ kW}$$

新风处理机组加湿量

$$W_w = G_w \times (d_o - d_{w'}) = 2.2 \text{ kg/h}$$

新风所承担的室内热负荷

$$Q_F = G_w \times (h_o - h_N) = 5 \text{ kW}$$

(3) 辐射板设计计算

地板辐射承担的室内热负荷

$$Q_D = Q - Q_F = 30.23 \text{ kW}$$

单位面积辐射供热量

$$q = Q_D / F = 60.47 \text{ W}$$

辐射表面平均温度

$$t_{pj} = t_n + 9.82 \times (q/100)^{0.969} = 24^\circ\text{C}$$

低于规范所规定的上限值 29°C ，满足要求。

3.4.4 设备选择

根据以上计算结果，选择新风处理机组如下表所示：

表 3.4-5 球类活动室空调箱选型

MKS03D4Y/C	
额定风量 (m^3/h)	3000
风机全压 (Pa)	120
冷量 (kW)	17.1
冷水流量 (L/s)	0.82
电机功率 (kW)	0.55

表 3.4-6 健身活动区域新风处理机组选型

MKZ0912	
额定风量 (m^3/h)	6447
风机全压 (Pa)	120
冷量 (kW)	56.7
冷水流量 (L/s)	2.7
热量 (kW)	41.4
热水流量 (L/s)	0.9
加湿量 (kg/h)	9.7

3.5 大会议室——全空气二次回风

大会议室房间面积较大，层高比较高，使用期间室内人员较为密集。空调末端形式选用座椅送风，为保证人员活动区内温差不至于过大，送风温度不宜设置过低，因此，空气处理方案选用全空气定风量二次回风方案。

二次回风空调系统设计的关键点在于，准确算好人员的新风量，新风必须满足室内人员最大新风量需求，另外通过焓湿图计算分配好二次回风比例，并在入机组前设有风量调节装置；同时在选用送风口的时候应注意送风所带来的噪声对室内的影响；还有，静压仓应保持密闭，不允许漏风，并要做严密的保温隔热处理；此外，座椅风口在结构预留时须注意避免堵塞和遗漏，并与结构专业对好图纸，注意避让地梁。

由于大会议室人员众多，所需新风量大，故可采用排风全热回收方案，利用全热交换获取排风中的能量预热新风，达到一定的节能效果。

系统原理图如下：

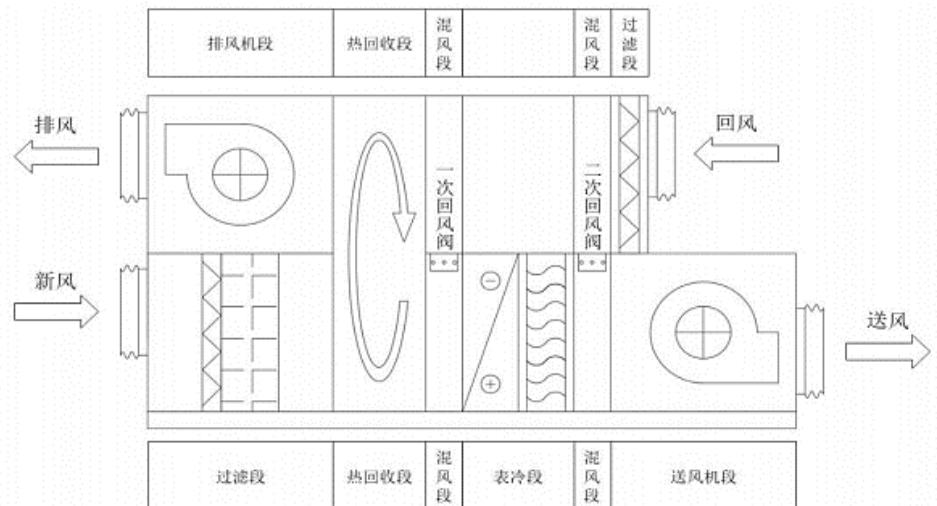


图 3.5-1 二次回风机组示意图

空调过程计算所需参数如下：

表 3.5-1 大会议室房间参数

夏季室外参数		夏季室内参数		冷负荷 W	湿负荷 kg/h	新风量 m ³ /h
温度°C	湿度%	温度°C	湿度%	42250	17.95	7920
31.5	65	26	55			
冬季室外参数		冬季室内参数		热负荷 W	湿负荷 kg/h	新风量 m ³ /h
温度°C	湿度%	温度°C	湿度%	25777	15.26	7920
-20.7	60	20	40			

3.5.1 全热回收过程计算

新风量为 $7920\text{m}^3/\text{h}$, 排风量按照新风量的 90%设计, 得到排风量为 $7128\text{m}^3/\text{h}$ 。则全热交换器处理的总风量为 $15048\text{m}^3/\text{h}$, 根据处理风量、风量比以及推荐风速, 查取样本后选取全热交换器如下表:

表 3.5-2 全热回收装置选型

型号	风量 m^3/h	温度交换效率%	焓交换效率%	噪声 dB	外形尺寸 mm
ZCQ-L1500	15000	70	62	<68	2510×1400×2300

根据热交换效率, 计算冬夏季经过热交换后的的新风状态点:

全热交换效率公式为:

$$\eta = M_s (x_1 - x_2) / M_{min} (x_1 - x_3) \quad (3.5-1)$$

式中:

x_1 、 x_2 、 x_3 ——新风进口、新风出口、排风进口的焓值 (温度、湿度);

M_s ——送风质量流量;

M_{min} ——送风和排风中质量流量较小的一个。

已知新风进口、排风进口的参数, 全热交换器的温度交换效率、焓交换效率, 可以计算得到新风出口的参数。计算过程如下。

夏季全热交换过程计算:

热交换后新风的温度为 $t_{w'} = t_w - 0.9 \times \eta (t_w - t_N) = 28^\circ\text{C}$

热交换后新风的焓值为 $h_{w'} = h_w - 0.9 \times \eta (h_w - h_N) = 67\text{kJ/kg}$

冬季全热交换过程计算:

热交换后新风的温度为 $t_{w'} = t_w - 0.9 \times \eta (t_w - t_N) = 5^\circ\text{C}$

热交换后新风的焓值为 $h_{w'} = h_w - 0.9 \times \eta (h_w - h_N) = 10.7\text{kJ/kg}$

3.5.2 夏季空气处理过程

(1) 焓湿图及各状态点参数

经过全热交换达到状态点 W' 的新风与室内状态点 N 的一次回风混合至状态点 C , 经表冷器处理到露点 L 。因为所设计的报告厅选用座椅送风, 考虑到人员活动区舒适性的要求, 不能采用最大温差即露点送风, 所以选取送风温差为 5°C , 露点 L 与室内状态点 N 的二次回风混合至送风状态点 O 再送入室内。此时, 不仅能够满足舒适性空调对于送风

温差的要求，同时可以达到控制室内温湿度恒定的效果。

空气处理过程的焓湿图如下：

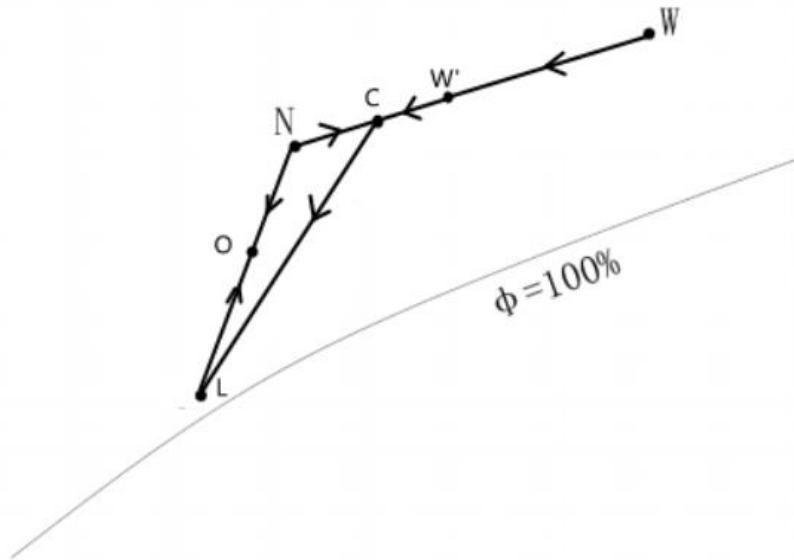


图 3.5-2 大会议室夏季空气处理过程焓湿图

各状态点参数如下：

表 3.5-3 空气处理过程所需参数

	室外点 W	室内点 N	送风点 O	机器露点 L	混合点 C	经过热交换的新风 W'
干球温度°C	31.5	26	21	15.2	27.9	28
相对湿度%	65	55	68.9	90	62.6	63
焓 kJ/kg	81.1	56.1	48.7	40.3	66.4	67
含湿量 g/kg	19.3	11.7	10.8	9.8	15	15.2

(2) 送风量、一次回风、二次回风量的确定

过室内点 N 作热湿比线与 21°C等温线交于点 O，即为送风状态点。过室内点 N 作热湿比线与 90%相对湿度线交于点 L，即为表冷器机器露点 L。

总送风量： $G = Q / (h_N - h_o) = 17211 \text{m}^3/\text{h}$ ， 新风量为 $G_w = 7920 \text{m}^3/\text{h}$ ， 新风比为 44%。

二次回风量： $G_L = Q / (h_N - h_L) = 8375 \text{m}^3/\text{h}$

$$G_2 = G - G_L = 8836 \text{m}^3/\text{h}$$

$$\text{一次回风量： } G_1 = G_L - G_w = 455 \text{m}^3/\text{h}$$

(3) 机组制冷量

$$Q_T = G_L \times (h_c - h_L) = 72.8 \text{kW}$$

3.5.3 冬季空气处理过程

(1) 焓湿图及各状态点参数

新风与排风通过全热交换器，升温加湿，与一次回风混合，加热至热湿比线上，与二次回风混合至送风状态点。空气处理过程的焓湿图如下：

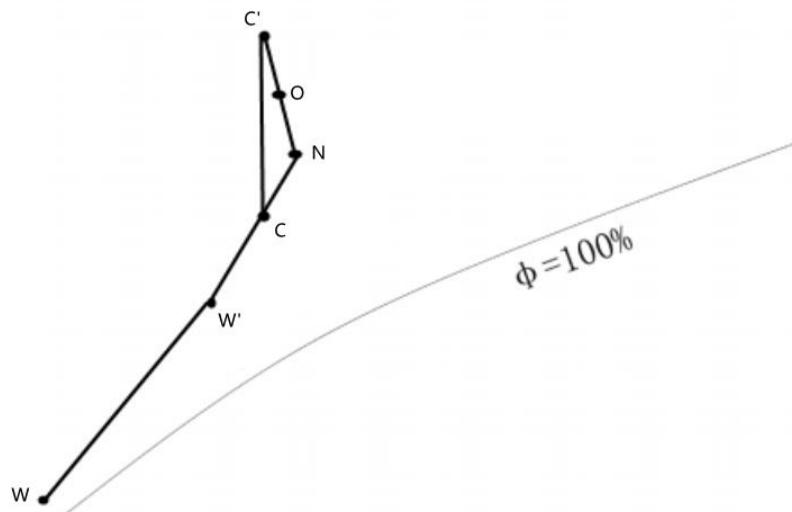


图 3.5-3 冬季空气处理过程焓湿图

各状态点参数如下：

表 3.5-4 空气处理过程状态点参数

	室外点 W	室内点 N	混合点 C	加热点 C'	送风点 O	热交换后新风 W'
干球温度°C	-20.7	20	15	30	25	5
相对湿度%	60	40	44	17.6	26.6	41.4
焓 kJ/kg	-20	35.1	27	42.3	38.7	10.7
含湿量 g/kg	0.3	5.9	4.7	4.7	5.3	2.3

(2) 送风量、一次回风、二次回风量的确定

过室内点 N 作热湿比线与 25°C 等温线交于点 O，即为送风状态点。

$$\text{总送风量: } G = Q / (h_o - h_N) = 21390 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{二次回风量: } G_{c'} = Q / (h_{c'} - h_N) = 10695 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$G_2 = G - G_{c'} = 10695 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{一次回风量: } G_1 = G_{c'} - G_w = 2775 \text{ m}^3/\text{h}$$

(3) 机组加热量

$$Q_R = G_c (h_c - h_{c'}) = 37.64 \text{ kW}$$

3.5.4 机组选型

根据计算结果，选择组合式空气处理机组如下：

表 3.5-5 二次回风机组选型

MKZ1518	
额定风量 (m³/h)	18122
最大风机全压 (Pa)	2000
最大电机功率 (kW)	18.5
供冷全冷量 (kW)	88
供冷水流量 (L/s)	4.2
供热制热量 (kW)	105.2
供热水流量 (L/s)	2.51
过滤器规格 (数量)	24"×20" (8)

3.6 办公区——夏：水冷多联机加新风/冬：地板辐射采暖加新风

办公区中办公室、会议室使用时间不固定，各房间朝向不同，负荷特性差异较大，结合办公区的特点来看，需要一个可以即开即停的空调，有三种方案：风机盘管加新风系统，分体空调，多联机系统。从功能上说，多联机空调系统能够满足随时开关的需求。相对于风机盘管加新风系统来说，采用直接蒸发制冷的形式，少了中间水的耦合，换热效率高，节省建筑空间（体现在减少了制冷机房的面积）；相对于分体式空调而言，多联机可实现各室内机的集中管理，能更好的贴合全年负荷特点进行运行调控，从而减少能耗。

水冷多联机空调系统是由水侧、主机、室内侧组成。冷热源侧与水源热泵系统相同，采用水作为能量运输介质；室内侧与多联机系统相同，采用制冷剂作为能量运输介质。该技术真正实现了对可再生能源的清洁利用。水冷多联机具有水地源热泵的优点，由于均采用恒温的土壤源作为冷热源，机组运行更加稳定，同时可以达到更高的效率。另一方面，水冷多联机也具有节约能源、运行费用低，控制先进等多联机的特点。所以水冷多联机也是绿色环保的机组。

表 3.6-1 多联机优缺点分析

运行费用	水源侧：运行费用与水源条件有关； 室内侧：具有变频多联机的部分负荷高能效的特点，系统运行费用低。
维护费用	由于室内侧维保费用低，整个系统维保费用低
系统可靠性	室内侧制冷剂系统，钢管安装要求高，出现问题的几率小
系统局限性	小型分散系统，用于舒适性空调

综上所述，办公区夏季采用水冷多联机加新风的空调系统形式。

以三楼集中办公室为例，进行空调系统设计计算。计算所需参数如下：

表 3.6-2 空气处理过程所需参数

夏季室外参数		夏季室内参数		冷负荷 W	湿负荷 kg/h	新风量 m³/h
温度°C	湿度%	温度°C	湿度%	34902	4.05	1800
31.5	65	26	55			
冬季室外参数		冬季室内参数		热负荷 W	湿负荷 kg/h	新风量 m³/h
温度°C	湿度%	温度°C	湿度%	14239	3.1	1800
-20.7	60	20	40			

3.6.1 夏季空气处理过程

经过全热交换达到状态点 W' 的新风，处理到室内空气焓值线上，不承担室内负荷，室内负荷全部由多联机系统的室内机承担。

空气处理过程的焓湿图如下：

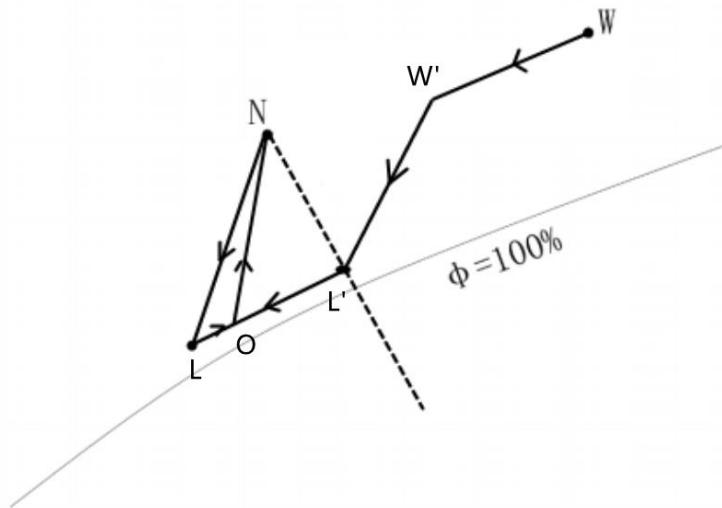


图 3.6-1 办公室夏季空气处理过程焓湿图

各状态点参数如下：

表 3.6-3 夏季空气处理过程各状态点参数

	室外点 W	室内点 N	送风点 O	回风点 L	机器露点 L'	热交换后新风 W'
干球温度°C	31.5	26	17.5	16.5	20.6	27.8
相对湿度%	65	55	90.1	91.9	90	61.7
焓 kJ/kg	81.1	56.1	46.6	44.4	56.1	65.5
含湿量 g/kg	19.3	11.7	11.4	10.9	13.9	14.7

(1) 热回收过程

新风处理采用具有热回收段的新风处理机组，机组焓交换率为 69%，温度交换率为 75%。

新风量为 $1800 \text{m}^3/\text{h}$ ，排风量为 $1620 \text{m}^3/\text{h}$ 。新风经过全热回收后的状态点如下：

夏季全热交换过程计算：

热交换后新风的温度为 $t_{w'} = t_w - 0.9 \times \eta (t_w - t_N) = 27.8^\circ\text{C}$

热交换后新风的焓值为 $h_{w'} = h_w - 0.9 \times \eta (h_w - h_N) = 65.5 \text{ kJ/kg}$

(2) 新风处理机组制冷量

$$Q_1 = G_w \times (W' - L') = 5.4 \text{ kW}$$

(3) 室内机回风量

$$\text{总风量为 } G = Q / (h_N - h_o) = 11470 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$G_h = G - G_w = 9670 \text{ m}^3/\text{h}$$

3.6.2 冬季空气处理过程

地板辐射供暖加新风的空气处理过程：新风通过加热和绝热除湿送入室内，承担全部湿负荷和部分热负荷，地板辐射供暖承担热负荷。空气处理过程的焓湿图如下：

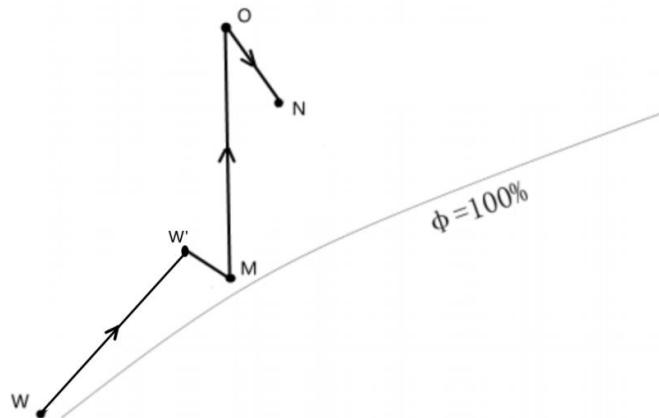


图 3.6-2 办公室冬季空气处理过程焓湿图

各状态点参数如下：

表 3.6-4 空气处理过程状态点参数

	室外点 W	室内点 N	送风点 O	热交换后新风 W'
干球温度°C	-20.7	20	31.4	6.8
相对湿度%	60	40	15.6	47.3
焓 kJ/kg	-20	35.1	43.1	14.2
含湿量 g/kg	0.3	5.9	4.5	2.9

(1) 热回收过程

新风处理采用具有热回收段的新风处理机组，机组焓交换率为 69%，温度交换率为 75%。新风采用和夏季一样的量，为 $1800 \text{ m}^3/\text{h}$ ，排风量为 $1620 \text{ m}^3/\text{h}$ 。新风经过全热回收后的状态点如下：

热交换后新风的温度为 $t_{w'} = t_w - 0.9 \times \eta (t_w - t_N) = 6.8^\circ\text{C}$

热交换后新风的焓值为 $h_{w'} = h_w - 0.9 \times \eta (h_w - h_N) = 14.2 \text{ kJ/kg}$

(2) 新风加热量、加湿量

$$Q_W = G_W \times (h_o - h_{w'}) = 17.5 \text{ kW}$$

$$W = G_W \times (d_o - d_{w'}) = 3.5 \text{ kg/h}$$

(3) 新风承担的热负荷

$$Q_{XF} = G_W \times (h_o - h_N) = 5 \text{ kW}$$

(4) 地板辐射供暖承担的室内热负荷

$$Q_{srq} = Q - Q_W = 9.24 \text{ kW}$$

3.6.3 机组选型

根据以上计算结果，选择多联机系统的室内机参数如下：

表 3.6-5 多联机系统室内机选型

环形出风嵌入式 MDV-36Q4/N1-D	
数量 (个)	9
名义制冷量 (W)	3600
风量 (m³/h)	800
噪声 dB (A)	30/28/25
液管接管尺寸 (mm)	Φ 6.4
气管接管尺寸 (mm)	Φ 12.7
凝结水管尺寸 (mm)	Φ 20.5
机组尺寸 (mm)	840×840×230

3.7 本章小结

本章首先根据建筑不同功能区域的使用特点与负荷特性对建筑进行了空调系统划分，随后针对具有代表性的房间的空调方案做了详细的空气处理过程计算与机组选型，利用集中式与分散式相结合的处理形式，最终确定了整栋建筑的空气处理方案，汇总如下表 3.7-1 所示：

表 3.7-1 空气处理方案汇总

建筑楼层	房间名称	夏季处理方案	冬季处理方案
一层	大堂	风机盘管加新风系统	地板辐射加新风系统
	档案室		恒温恒湿空调机组
	员工餐厅		全空气二次回风系统
	办公室、休息区、档案管理、荣誉室	风机盘管加新风系统	地板辐射加新风系统
	值班室、车班调度室、消防控制室		分体式空调

	球类活动室	空调箱加新风	地板辐射加新风系统
	大会议室	全空气二次回风系统	
二层	休息区、舞蹈室、健身房阅读室、备品室、办公室、阳光休息厅	风机盘管加新风系统	地板辐射加新风系统
三至九层	办公区域	水冷多联机加新风系统	地板辐射加新风系统

第四章 气流组织与风系统设计

人一生之中 70%以上的时间在室内度过，室内空气环境的好坏与人的舒适健康密切相关，而良好的室内气流流动形式是实现室内合理温度与湿度，风速与污染物分布的基础。气流组织常见的计算方法有射流公式法与数值模拟法，本章节通过使用 Fluent 软件模拟设计建筑内部分高大空间，并使用射流公式对员工餐厅进行气流组织校核以确定其风口间距。

本次设计建筑中存在高大中庭与球类运动等对气流组织与人员舒适度有特殊需求的空间，高大空间内的室内环境非常容易受到室外环境的影响，并且不同的区域因其功能要求不同，对空调亦有不同的要求，正因为这些特点，合理的气流组织设计对高大空间空调设计尤为重要，对于这一问题，业内常采用 CFD 模拟的方式对气流组织进行设计从而优化系统的选型与运行，CFD 模拟能够考虑室内各种可能的干扰、边界条件和初始条件，能全面地反映室内的气流分布情况，有助于找到更优的气流组织方案。因此，CFD 模拟广泛应用于高大空间空调系统气流组织设计。



4.1 建筑高大空间特性

对于高大空间建筑，由于空气自身的热自拔力，室内必然形成竖向的温度梯度，为实现系统节能和保障室内舒适，就需要在室内气流组织设计上下功夫。

本次设计建筑中主要存在以下四种高大空间，其层高与使用功能特点以及不同类型高大空间常用的解决方案如下表所示：

表 4.1-1 高大空间特性分析

分布楼层	房间名称	层高 (m)	功能特点	常用的解决方案
1F	大堂	10.15	人员仅在近地面处短暂停留，在长期内人员密度较小，太阳辐射得热较大	分层空调，喷口送风，地板辐射+新风系统
2F	大会议室	6.6	间歇使用，使用时人员密度较大，结构为阶梯式会议室	座椅送风+局部上送风，球形喷口
2F	球类活动室	9	具有羽毛球场与乒乓球场，其中羽毛球场要求区域内风速 $\geq 0.2\text{m/s}$	辐射空调+置换通风，布袋送风，孔板送风等
1F,3F,5F,7F	活动休息厅	8.7 一层 7.5 其他	人员短暂停留的区域，具有接待功能	条缝型中送风，地板辐射+新风系统等

综合业内常用解决方案与实际工程角度出发，初步选用了下列方案，针对球类活动室

中对速度场更严苛的要求，本次设计采用 Fluent 软件对不同解决方案的气流组织及人员舒适度进行模拟比较，通过速度场与温度场的分析选出更适宜球类活动室的解决方案。

表 4.1-2 初步方案设计

分布楼层	房间名称	层高(m)	解决方案
1F	大堂	10.15	条缝型中送风（夏季）， 地板辐射+新风系统（冬季）
2F	大会议室	6.6	座椅送风
2F	球类活动室	10.15	辐射空调+置换通风， 布袋送风（需比选）
1F,3F,5F,7F	活动休息厅	8.7（一楼）	条缝型中送风（夏季）， 地板辐射+新风系统（冬季）
		7.5（其他）	

4.2 大会议室座椅送风

大会议室人员密度大且人员活动范围均集中在座椅附近，若采用传统的送风形式，大量的风量用于冷却或加热非人员活动区，造成了较大的资源浪费。而座椅送风大大改善了这一现象，送风口接近人员活动区，带来了更好的室内环境的同时也避免了热量与冷量的浪费，因此是一种节能的末端形式，本次会议室分为主舞台区域和听众区域，主席台区域沿墙壁布置条缝型风口侧送风，听众区域采用座椅送风，回风口位于听众席后方区域，送风口均采用静压箱连接，从而保证风口速度的均匀性。

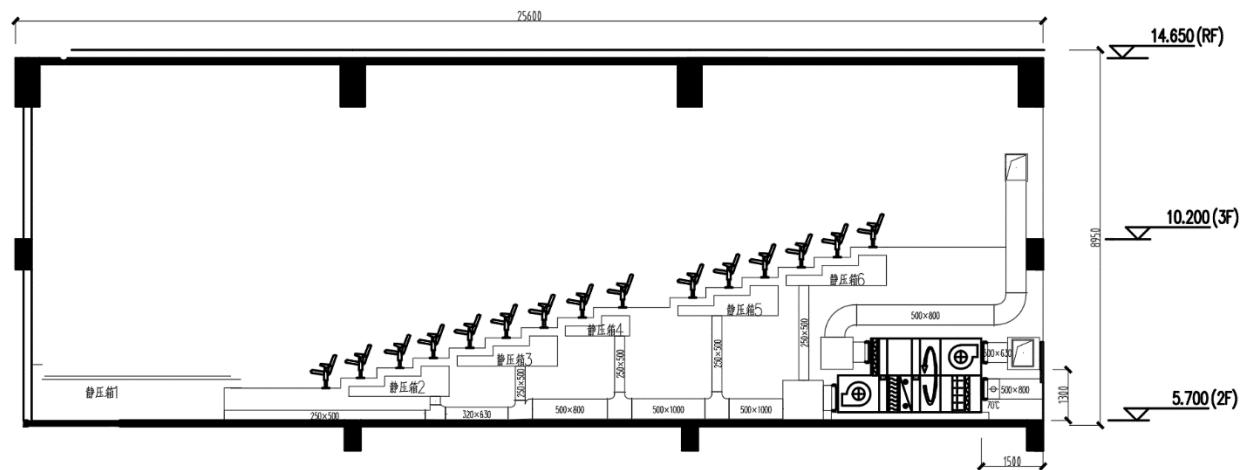


图 4.2-1 大会议室剖面图

本次大会议室座椅送风采用妥思 TCD D190 型座椅送风柱，该送风柱具有低紊流，低噪声的特点，它安装在高静压夹层地板上，采用非承重型座椅送风柱，它具有很低的声功率级，根据房间冷负荷和房间高度其送风温差可达 6°C，其送回风温差可达 12°C。

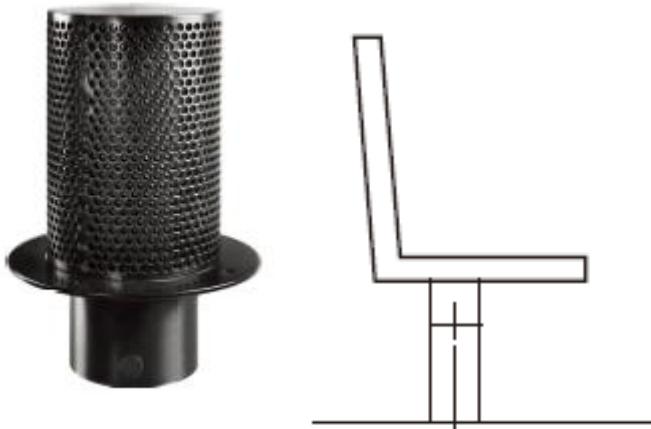


图 4.2-2 妥思座椅送风示意图

4.2.1 座椅送风参数

大会议室共设 264 个座位，每个送风口送风量为 $60\text{m}^3/\text{h}$ ，夏季室内设计温度为 26°C ，送风温度为 21°C ，送风温差为 5°C ；冬季室内设计温度为 20°C ，送风温度为 25°C ，送风温差为 5°C ，会议室听众区总送风量为 $15840 \text{ m}^3/\text{h}$ ，二次回风系统剩余风量供主席台使用。

4.2.2 座椅送风气流组织计算

在产品手册中，为方便产品选型，德国妥思公司经过大量的 CFD 模拟与实验室测量，将座椅送风柱周边的温度场与速度场计算制成了线算图，用户仅需通过输入风量与距风口距离等信息便可轻松获取其温度与速度情况。

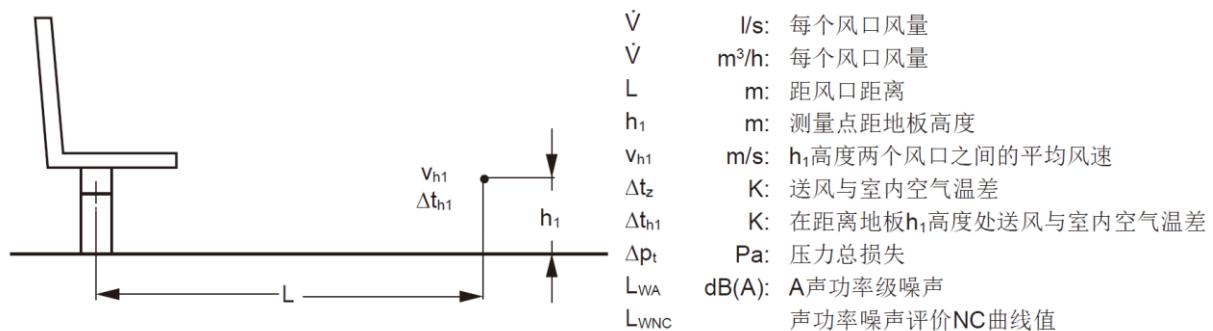


图 4.2-3 产品手册参数说明

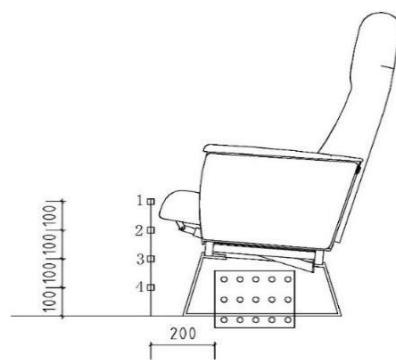


图 4.2-4 座椅送风计算示意图

现通过线算图计算示意图中 1,2,3,4 点中的气流速度与温度以校核人体附近的温度场与速度场，以第 4 点为例：

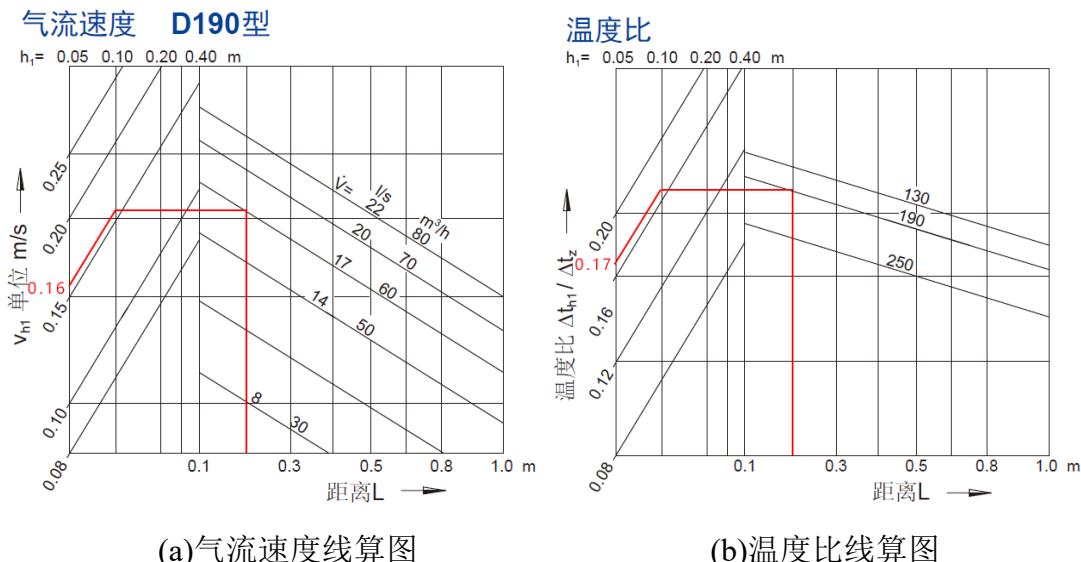


图 4.2-5 座椅送风线算图

根据以上线算图，可得知测点 4(水平方向距离送风柱 0.2m, 垂直方向距离地面 0.1m) 的气流速度 $v_4=0.16\text{m/s}$, 其温度比 $\Delta t_{h1} / \Delta t_z = 0.17$, 故 $\Delta t_{h1} = 0.17 \times 5 = 0.85^\circ\text{C}$, 即 $t_4=25.15^\circ\text{C}$ (夏季工况), $t_4=20.85^\circ\text{C}$ (冬季工况), 根据以上计算方法, 对其它点进行同样的计算后汇总于下表:

表 4.2-1 座椅送风气流组织计算结果

测点	气流速度(m/s)	夏季温度 (°C)	冬季温度 (°C)
1	0.09	25.50	20.50
2	0.10	25.45	20.55
3	0.12	25.35	20.65
4	0.16	25.15	20.85

由上表可以看出，座椅送风温度场与速度场均较为均匀，垂直温度梯度小于 2°C/m ，满足大会议室人体的热舒适性要求。根据样本得知，该送风柱工作声功率噪声为 20db(A)，满足《办公建筑设计规范》(JGJ67-2006) 对一类办公建筑会议室的噪声要求。

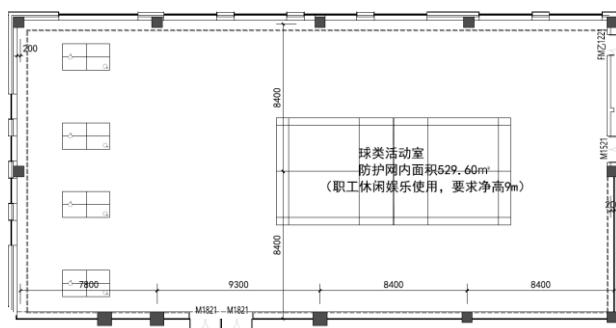
4.3 球类活动室气流组织模拟

《体育建筑设计规范》(JGJ31-2003) 中规定，羽毛球、乒乓球场地内风速应小于 0.2m/s ，球类活动室中人员活动区域为离地面两米净高范围内，由于球类运动对空间速度场需求的特殊性，传统的方形散流器与喷口送风的方式易对活动区域的气流产生干扰，从而导致局部区域难以达到羽毛球运动对风速的要求，通过前期调研可得知，目前对于球类活动室多

采用布袋送风或辐射空调加置换通风的方式以保证速度场的均匀性与人员的舒适性，下面将用 Fluent 分别对这两种解决方案进行气流组织模拟。

4.3.1 物理模型

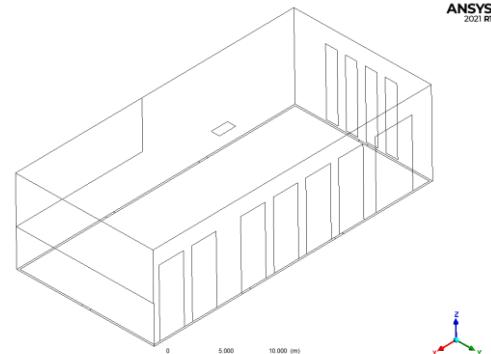
本次模拟对象为位于建筑二层的球类活动室，该球类活动室的平面图如图 1.3-1 (a) 所示，图 1.3-1(b) 为球类活动室的三维视图，可以清晰的看到球类活动室内部的门窗分布情况。球类活动室几何尺寸为 $34.1 \times 16.6 \times 10.15\text{m}$ ，其中南面与东面存在部分内墙，其余面均为外墙，净高为 10.15m 。假设房间气密性较好，在模拟过程中不考虑冷风渗透，负荷计算时间段为下午三点至晚上八点，模拟方法选用稳态计算。



(a) 球类活动室平面图



(b) 球类活动室三维图



(c) 球类活动室计算模型

图 4.3-1 球类活动室模型图

空调房间内的气流是紊流流动过程，文献中提出 RNG $k-\varepsilon$ 模型在预测高大空间的气流场和温度场中应用广泛，所以模拟计算时使用 RNG $k-\varepsilon$ 方程模型进行模拟，利用 SIMPLE 方法求解，并在模拟过程中使用如下假定条件：

- (1) 室内空气为低速运动，满足 Boussinesq 密度假设；
- (2) 由于温度变化造成空气密度的增大或减少，从而影响浮升力项；
- (3) 气体流动为含有自然对流及强制对流的湍流流动；
- (4) 不计由流体粘性力对流体流动过程中造成的能力损失；

(5) 太阳辐射能量直接赋予室内地板，进而转化为空调负荷；

对于空气物性的设置，经文献调研与计算后选用参数与假设如下：



图 4.3-2 空气物性设置图

4.3.2 边界条件

对于外围护结构及窗户，采用第三类边界条件，由《民用建筑供暖通风与空调调节设计规范》(GB50736-2012)可知，沈阳市夏季室外空调计算温度为 31.5°C，冬季室外空调计算温度为 -20.7°C。

在夏季工况中，将照明负荷均匀分布于空间顶部，将人员与设备负荷赋予相应地面，同时，将透过窗户日射得热赋予地面，因此屋顶与地面均采用第二类边界条件，在辐射地板空调+置换通风中，地板设置为恒壁温边界条件，由第四章计算可得， $t=19.5^{\circ}\text{C}$ 。

在冬季工况中，考虑最不利工况，仅有外围护结构散热，故将屋顶设置成第三类边界条件，不考虑辐射得热，同时，因楼下亦为供暖房间，故楼板设置为绝热边界条件，在辐射地板空调+置换通风中，地板设置为恒壁温边界条件，由第四章计算可得， $t=24^{\circ}\text{C}$ 。

综上所述，对于围护结构的边界条件设置汇总如下表所示：

表 4.3-1 布袋送风模型围护结构边界条件

围护结构	边界条件	夏季参数		冬季参数	
外墙	第三类	$K=0.36\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	$t_w=31.5^{\circ}\text{C}$	$K=0.36\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	$t_w=-20.7^{\circ}\text{C}$
外窗	第三类	$K=1.7\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	$t_w=31.5^{\circ}\text{C}$	$K=1.7\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	$t_w=-20.7^{\circ}\text{C}$
屋面	第二/三类	$q=10.08\text{W}/\text{m}^2$		$K=0.32\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	$t_w=-20.7^{\circ}\text{C}$
地板	第二类	$q=41.42\text{W}/\text{m}^2$		$q=0\text{W}/\text{m}^2$	
内墙	第二类	$q=0\text{W}/\text{m}^2$		$q=0\text{W}/\text{m}^2$	

表 4.3-2 辐射空调+置换送风模型围护结构边界条件

围护结构	边界条件	夏季参数		冬季参数	
		K=0.36W/(m ² ·K)	t _w =31.5°C	K=0.36W/(m ² ·K)	t _w =-20.7°C
外墙	第三类	K=1.7W/(m ² ·K)	t _w =31.5°C	K=1.7W/(m ² ·K)	t _w =-20.7°C
屋面	第二/三类	q=10.08W/m ²		K=0.32W/(m ² ·K)	t _w =-20.7°C
地板	第一类	t=19.5°C		t=24°C	
内墙	第二类	q=0W/m ²		q=0W/m ²	

(1) 布袋送风模型

布袋送风具有施工方便，送风面积大，送风风速小，装修后美观大方等独特优点，这些特性使得布袋送风在体育场馆的设计中较为常见，故本次对球类活动室的气流组织方案比选中选用布袋送风进行模拟。本次模拟采用渗透式布袋，渗透式布袋风道的末端装置布风管由渗透性的织物制成，通过纤维层渗透将空气送向指定区域，风速低，无吹风感，没有凝露现象。

布袋送风的模型如下图所示，送风形式为上方布袋送风，下方侧回风，布袋直径为 300mm，长度为 20m，数量为三根，布置在球类活动室净高 9.15m 的位置，布袋风管只有下半截面出风，假设送风口为均匀速度出口，送风口有效面积为 $A=\frac{1}{2} \times \pi \times 0.3 \times 20 \times 3 = 28.274 \text{ m}^2$ 。

考虑到室内装修难度，回风口设置在靠近走廊的等间距的四个回风柱中，利用回风柱的形式进行回风，回风口尺寸为 0.8m×2m，回风柱中心间距 11.1m，共设十个面回风口，回风口有效面积为 $A=0.8 \times 2 \times 10=16 \text{ m}^2$ 。



图 4.3-3 布袋送风模型图

布袋送风模型中，采用四面体 T-Grid 法划分网格，网格数为 1313311，经检查后网格质量良好。

布袋送风空气处理装置采用一次回风全空气系统，夏季一次回风过程及冬季一次回风处理过程如下图所示，夏季系统送风量为 12449.2kg/h，经换算后为 $2.89\text{m}^3/\text{s}$ ，新风比为 10%，送风干球温度为 15.5°C ；冬季系统送风量为 12449.2kg/h，经换算后为 $2.93\text{m}^3/\text{s}$ ，新风比为 10%，送风干球温度为 28.2°C 。

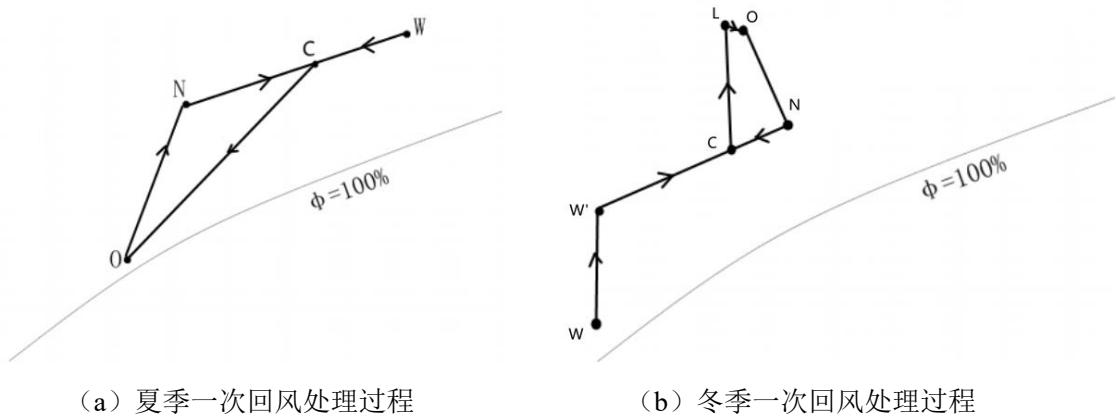


图 4.3-4 球类活动室空气处理过程图

其中，夏季工况与冬季工况的边界条件设置如下表所示：

表 4.3-3 布袋送风边界条件设置

类型	边界条件	具体参数	
		夏季	冬季
送风口	速度出口	送风温度 15.5°C ，风速 0.102m/s	送风温度 28.2°C ，风速 0.104m/s
回风口	自由出流		-

(2) 地板辐射末端+置换通风模型

辐射空调与置换通风系统对速度场的影响较小，并可以很方便的实现温湿度独立控制的效果，在本次设计中，考虑到球类活动室层高较高，采用地板辐射末端能使空间温度场更为均匀，减轻温度分层的现象，从而实现节能的效果。另一方面，由于人体只在净空 3m 内活动，使用辐射末端能更好的满足人体热舒适的需求。故本次对球类活动室的气流组织方案比选中亦选用地板辐射末端+置换通风进行模拟。

地板辐射末端+置换通风的模型如下图所示，送风方式为下送上回，地板铺设水盘管。

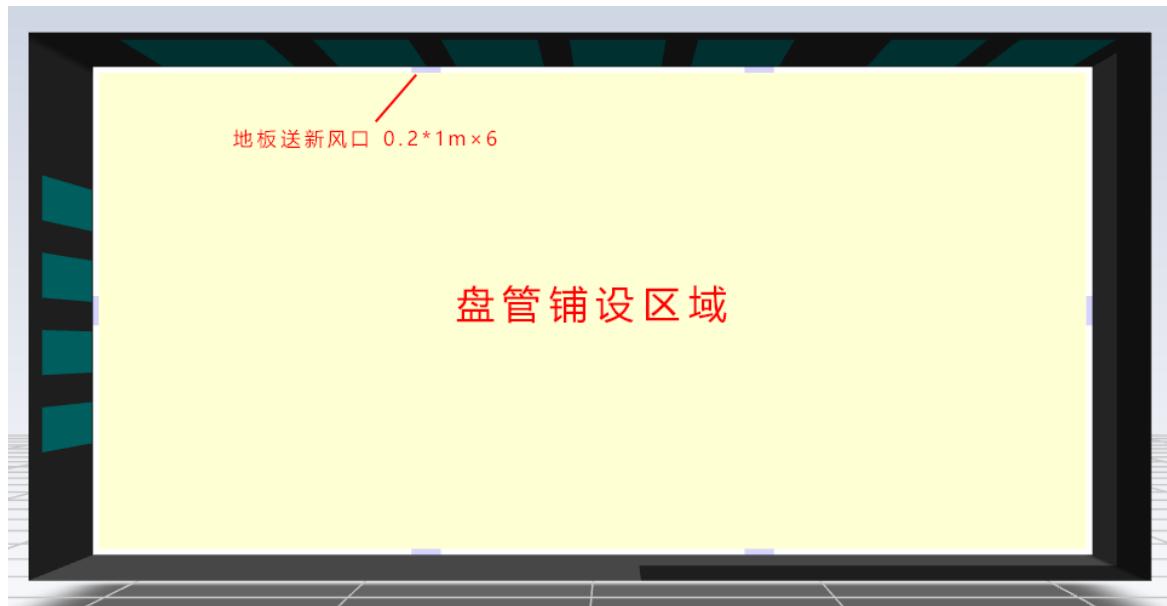


图 4.3-5 地板辐射末端+置换通风模型图

地板辐射末端+置换通风，采用六面体网格，网格数为 227360，网格质量良好，置换通风采用地送顶回的方式。

置换送风口位于地板四周，风口尺寸为 $0.2\text{m} \times 1\text{m}$ ，共布置了六个风口，南北向均匀布置各两个，东西向居中布置一个，送风口总面积为 $0.2 \times 1 \times 6 = 1.2 \text{ m}^2$ 。回风口位于房间顶部居中位置，风口尺寸为 $1\text{m} \times 2\text{m}$ ，回风口总面积为 2 m^2 。

由于考虑辐射传热，故采用表面到表面（S2S）的辐射传热模型，将空气考虑成辐射透明介质，即空气不参与辐射换热计算，墙面及屋顶发射率设置为 0.7，low-e 玻璃发射率设置为 0.28，地板发射率设置为 0.8。

新风系统承担全部室内湿负荷，由第三章计算可得夏季工况与冬季工况的风口边界条件设置如下表所示：

表 4.3-4 置换送风边界条件设置

类型	边界条件	具体参数	
		夏季	冬季
送风口	速度出口	送风温度 14.5°C ，风速 0.73m/s	送风温度 25.5°C ，风速 0.71m/s
回风口	自由出流	-	-

4.3.3 结果分析

(1) 布袋送风模型

经 Fluent 软件迭代求解后，其温度场与速度场如下图所示：

①夏季工况：

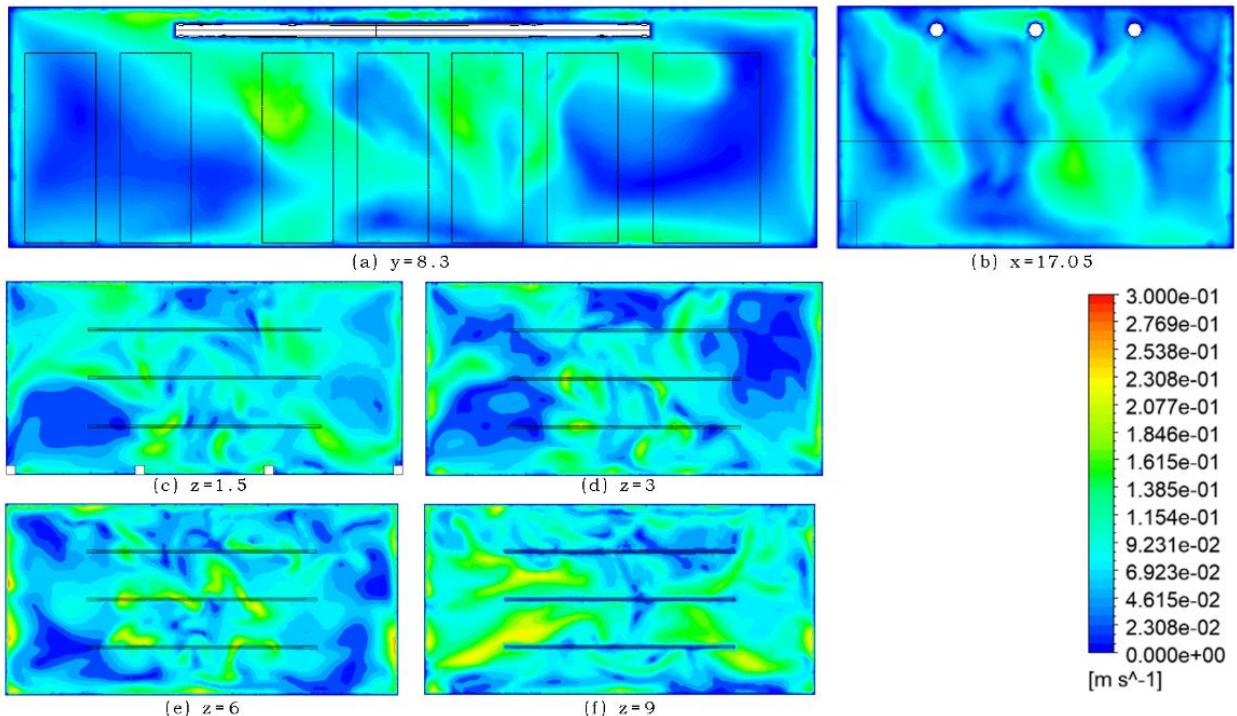


图 4.3-6 布袋送风夏季速度场云图

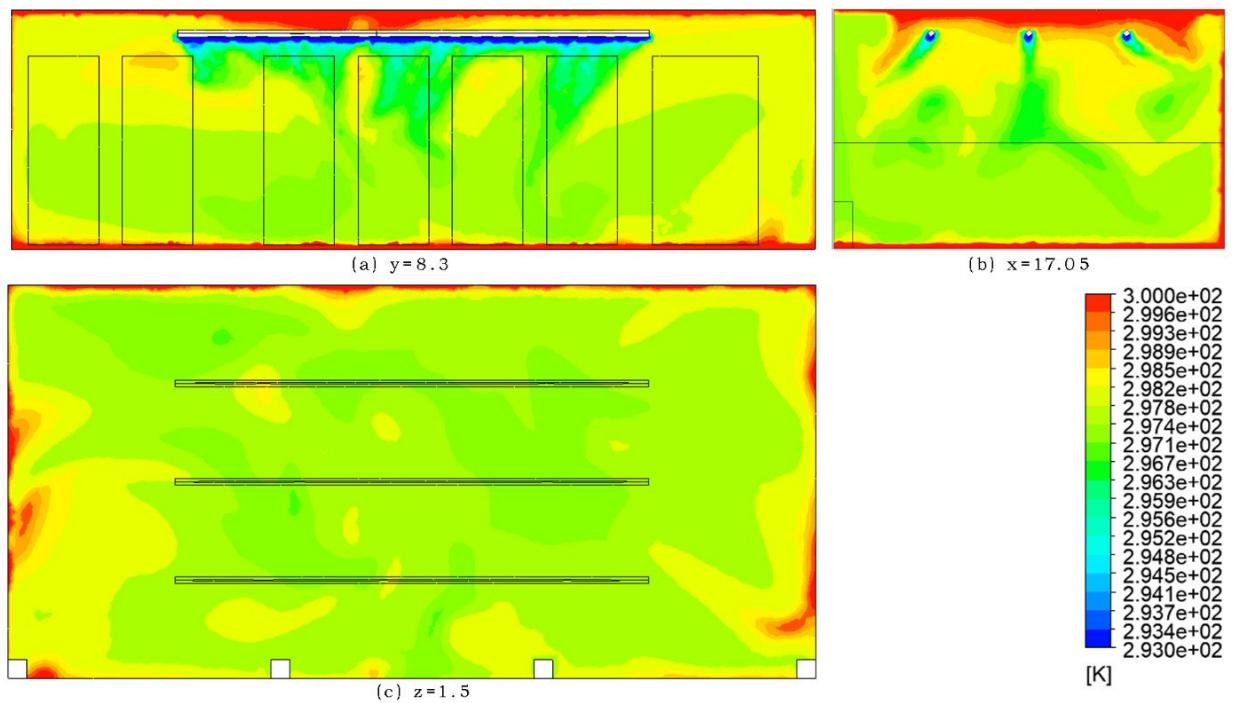


图 4.3-7 布袋送风夏季温度场云图

②冬季工况：

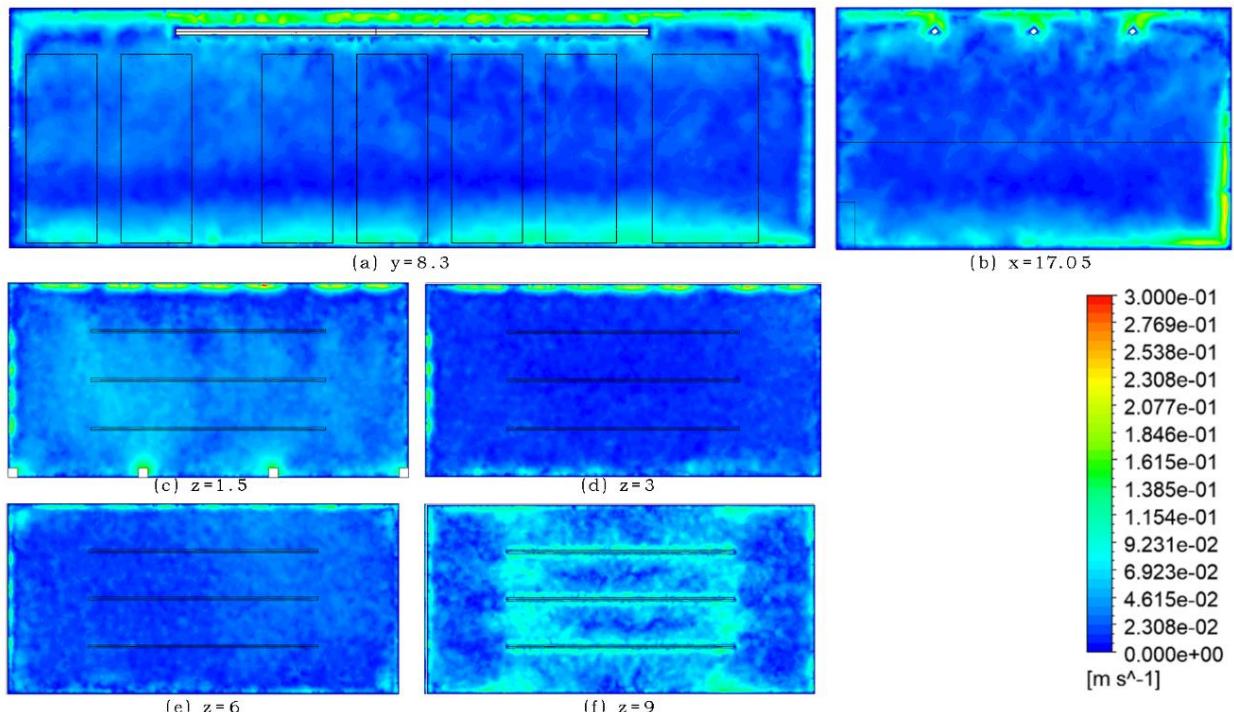


图 4.3-8 布袋送风冬季速度场云图

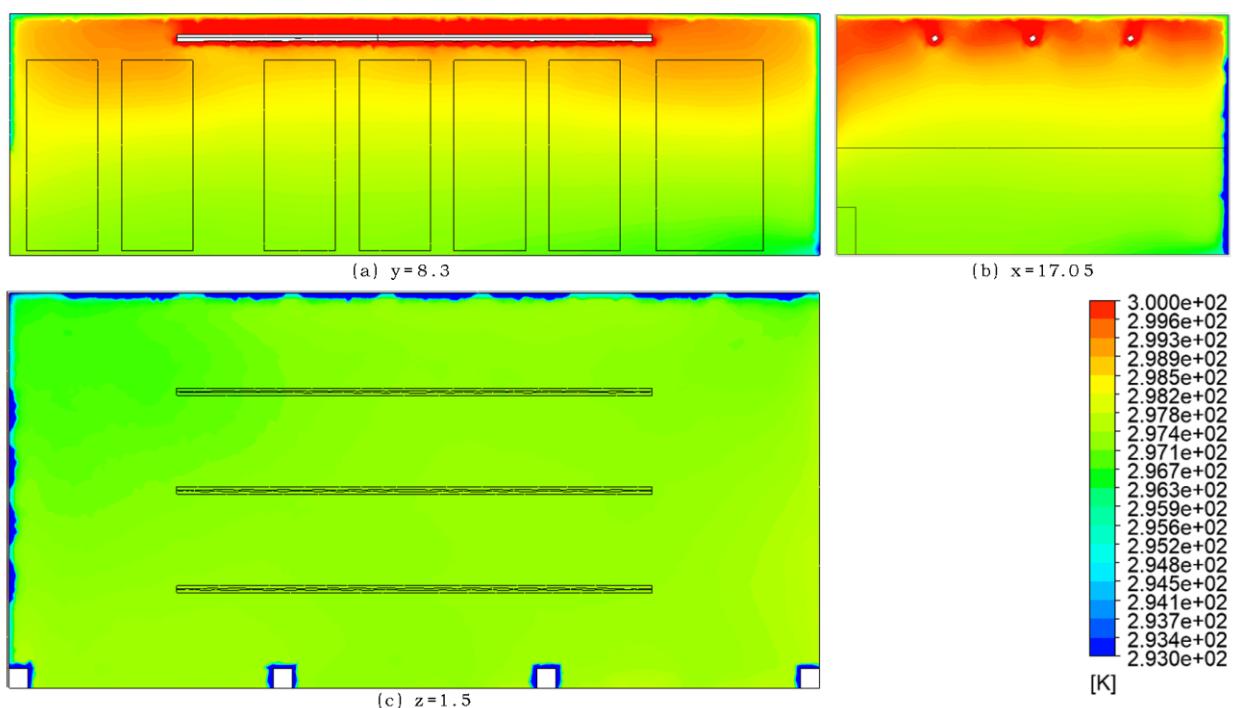


图 4.3-9 布袋送风冬季温度场云图

(2) 地板辐射末端+置换通风模型

①夏季工况:

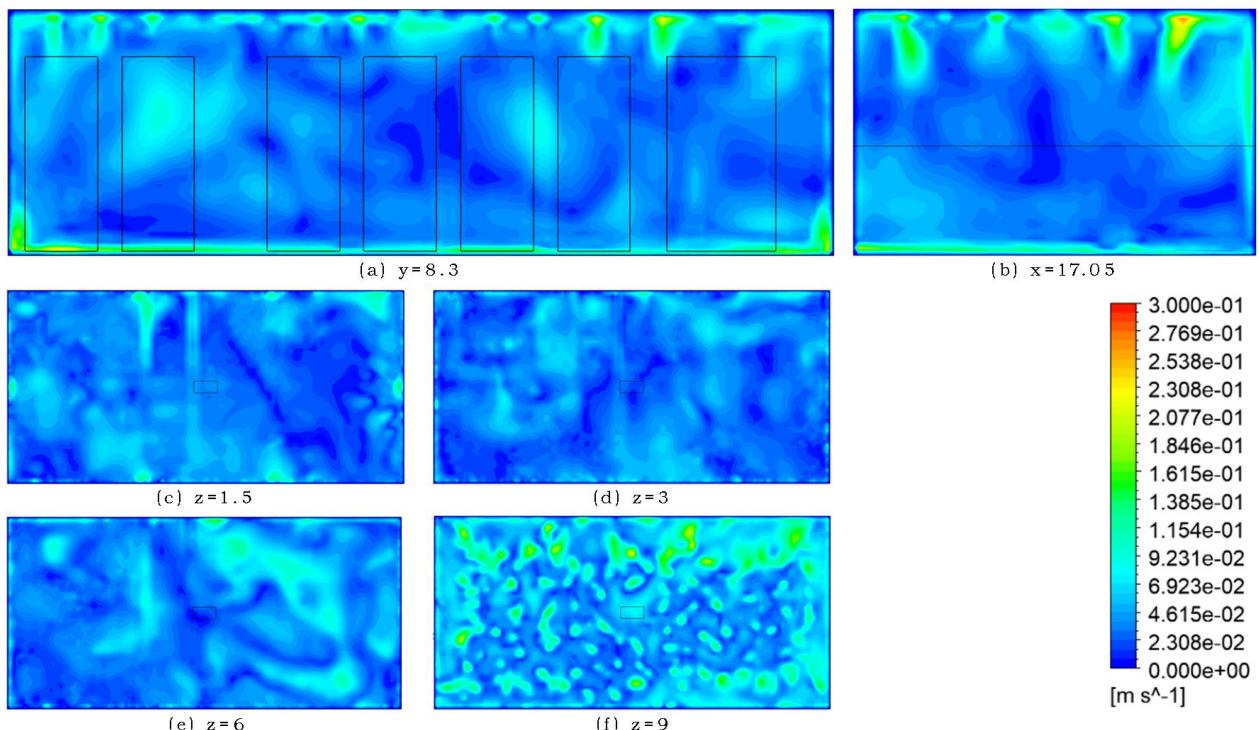


图 4.3-10 地板辐射末端+置换通风夏季速度场云图

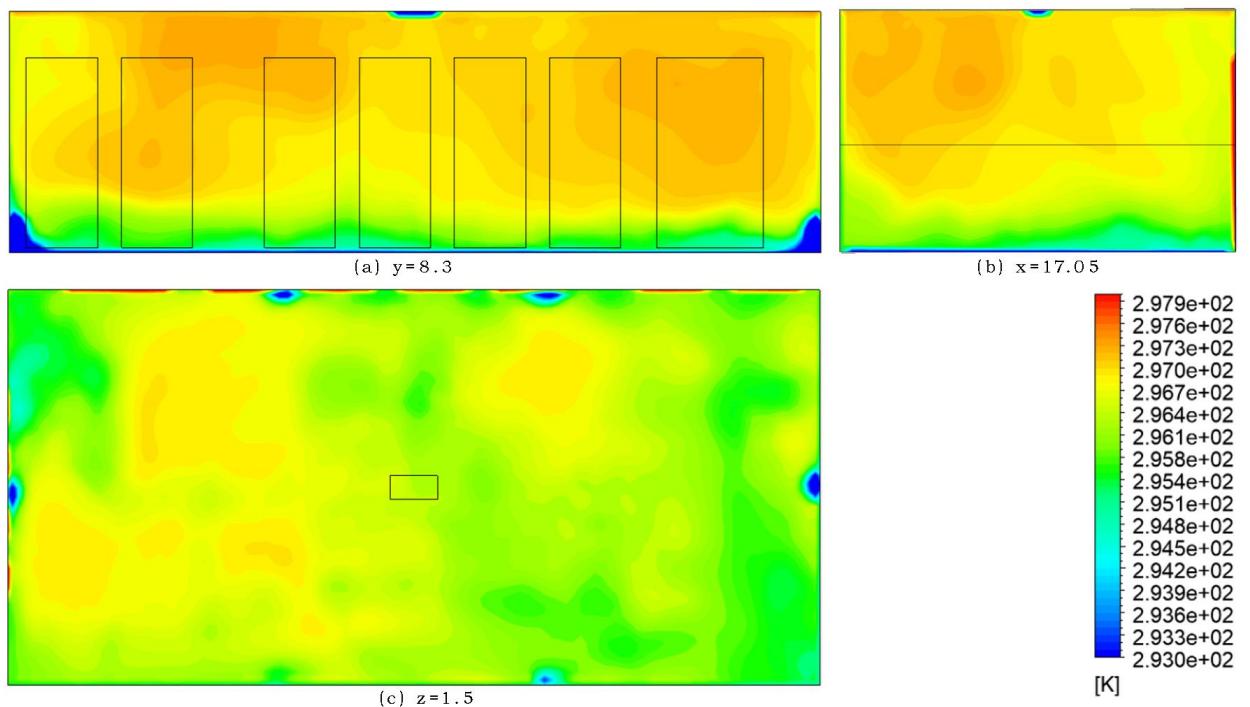


图 4.3-11 地板辐射末端+置换通风夏季温度场云图

②冬季工况:

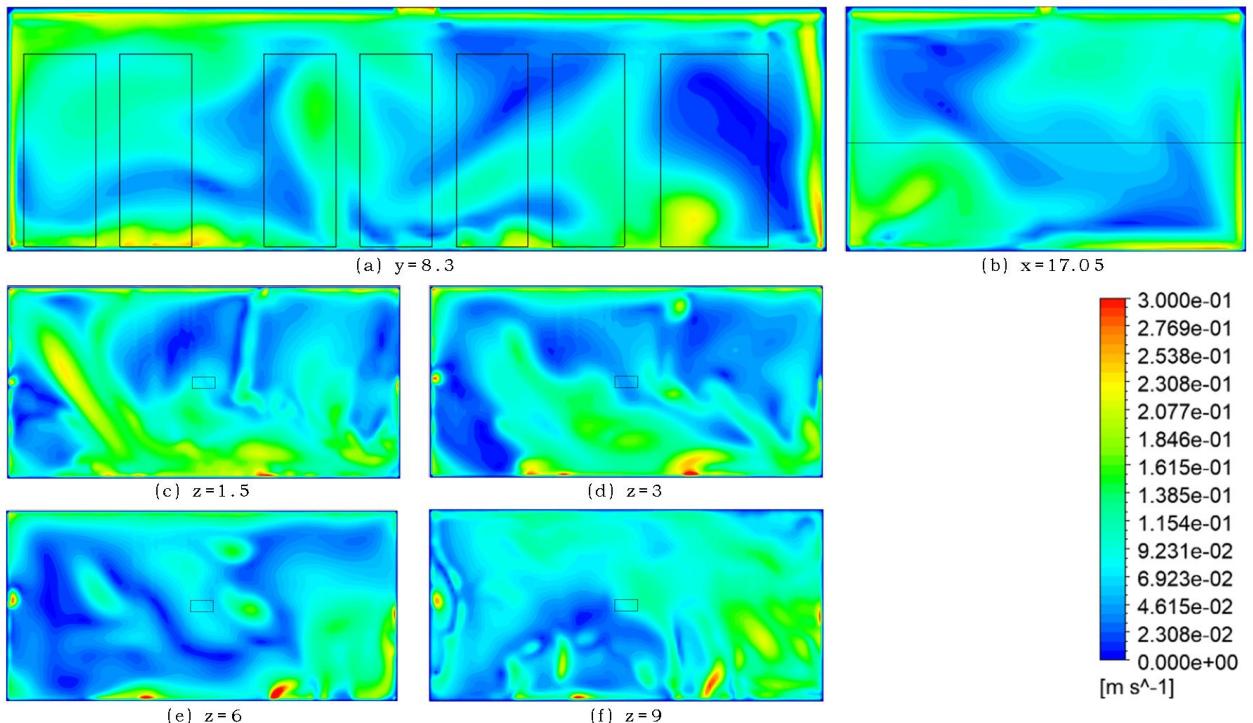


图 4.3-12 地板辐射末端+置换通风冬季速度场云图

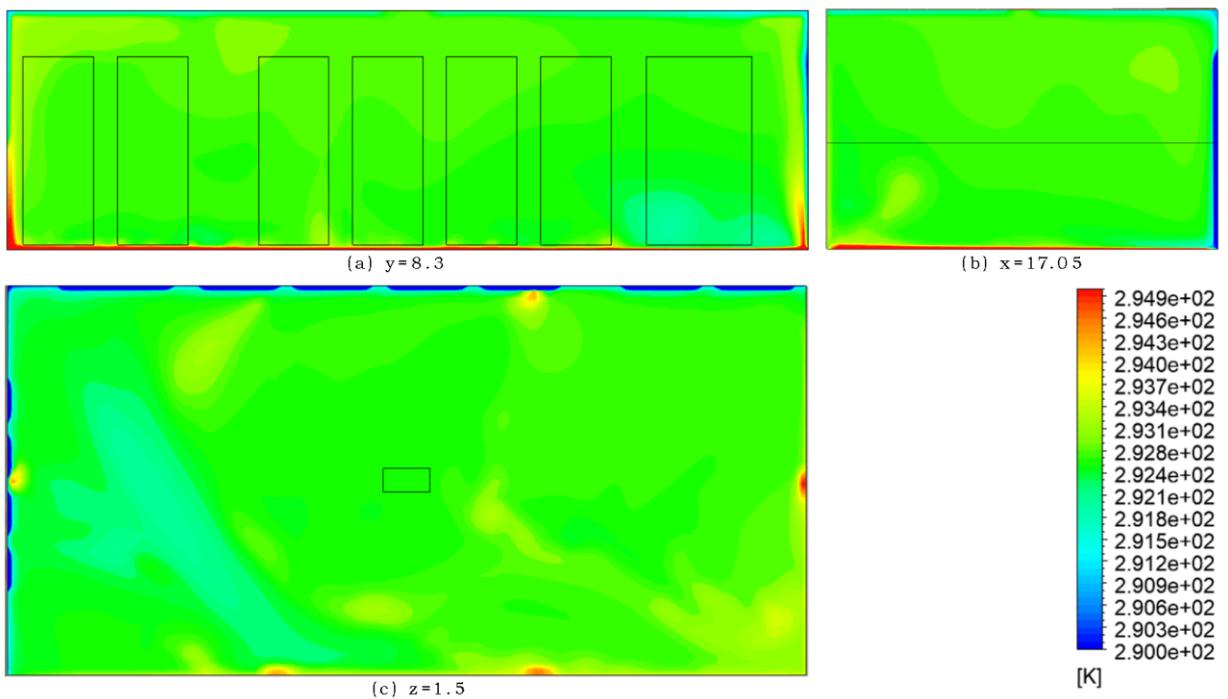


图 4.3-13 地板辐射末端+置换通风冬季温度场云图

由上述结果得出分析如下：

表 4.3-5 气流组织分析结果

	布袋送风	地板辐射末端+置换通风
夏 季 工 况	速度场 净高 9m 范围内基本能满足速度场 $<0.2\text{m/s}$ 的要求，存在部分超标区域，总体较好	净高 9m 范围内速度场满足要求，风速均低于 0.2m/s，气流分布均匀
	温度场 通过 $Z=1.5\text{m}$ 的温度云图可看出人员活动区大部分都位于 $24^\circ\text{C}-25^\circ\text{C}$ 范围内，室内人员热舒适较好，纵向截面温度场稍不均匀	通过 $Z=1.5\text{m}$ 的温度云图可看出人员活动区大部分都位于 $23^\circ\text{C}-24^\circ\text{C}$ 范围内，室内人员热舒适较好，球类活动室非人员活动区上空稍热
冬 季 工 况	速度场 冬季速度场完全满足 $<0.2\text{m/s}$ 的要求，气流较均匀	冬季速度场由于存在较强的自然对流，近地面处存在超标区域，但羽毛球区域速度均满足要求
	温度场 人员活动区温度场均匀，室内温度为 23°C ，室内人员热舒适性较好，通过纵向截面可看出纵向区域温度分层严重，热量堆积在球类活动室上空	冬季室内温度分布均匀，温度分布在 $20-21^\circ\text{C}$ 之间，室内人员热舒适性好

综上所述，布袋送风很好的满足了球类活动室对速度场的要求，但是其温度场在冬季存在不均匀的现象，热风堆积在球类活动室的上空，造成了较大的热量浪费，夏季纵向截面的温度场亦存在较大的不均匀现象。

地板辐射末端+置换通风亦能满足球类活动室对速度场的需求，同样，在冬季工况下因地面温度较高，造成了较强的自然对流现象导致速度场略有超标，但在羽毛球活动区仍可以满足体育活动的要求，不管是夏季还是冬季，温度分布都比较均匀，存在的问题是在夏季工况由于大面积的玻璃幕墙的存在造成太阳直射地板辐射末端，会造成了较大的冷量丢失，且纵使球类活动室位于空调区内，一旦人们出于习惯开启外窗，极易出现新风侵入室内造成室内结露的现象，这在夏季的运行过程中是难以避免的。

为了使系统长期稳定高效运行，本次设计取其两者优点，夏季采用布袋送风的方式为球类活动室制冷，冬季采用低温地板辐射系统为球类活动室供热，两者合用地板送新风系统，以下将针对该系统对本次设计进行优化设计。

4.3.4 方案优化设计

在夏季工况中，考虑到羽毛球场地的位置，布袋风管布置在羽毛球馆场地的边缘，尽可能减少送风对羽毛球运动的影响，夏季选用空调箱接静压箱再接布袋风管，空调箱接下回风风口，回风尺寸与空调箱长宽一致，配合地板送新风系统，排风为侧回风，安装在三层楼板下方。

本次共选用三条直径为 710mm, 长度为 10.8m 的织物布袋, 每个布袋送风量为 3000m³/h, 布袋风管围绕运动场地布置, 在最大程度上减小空调系统对球类运动的影响, 布置位置如下图所示:

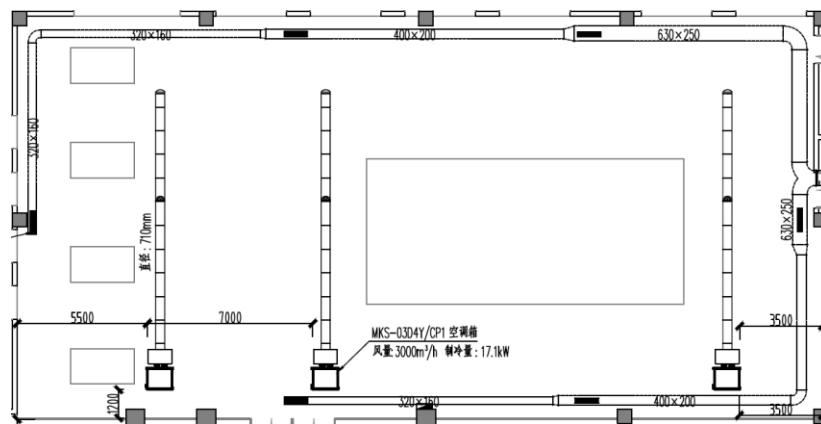


图 4.3-14 球类活动室风管布置平面图

布袋风管选用毕高达风管, 仅在下半侧风管均匀出风, 织物为定向散射微孔出风, 如下图所示:



图 4.3-15 定向散射微孔出风示意图

本次设计首先通过毕高达风管选型工具确定送风速度, 经检验, 送风速度符合要求。

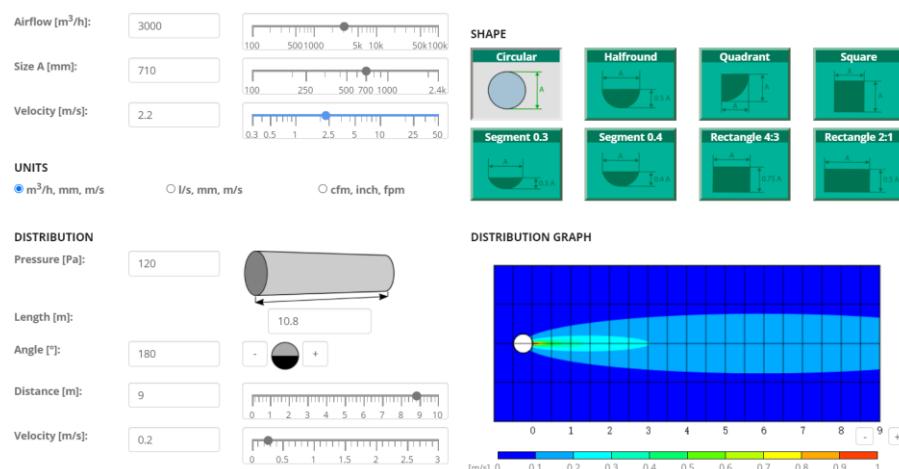


图 4.3-16 布袋风管选型工具

经改进后方案模型如下图所示：

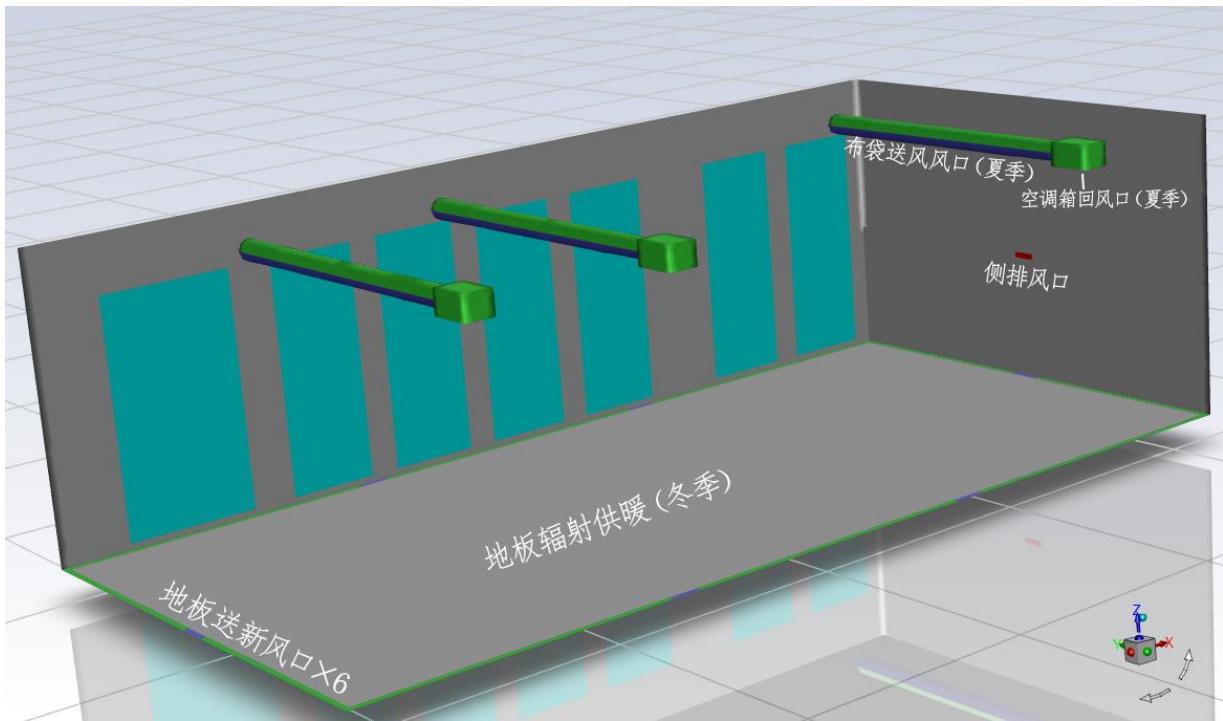


图 4.3-17 优化方案示意图

夏季与冬季房间边界条件均如前述方案所述，现将夏季与冬季中风口与地板辐射供暖边界条件列于下表：

表 4.3-6 优化方案模型边界条件

类型	边界条件	具体参数	
		夏季	冬季
布袋风口	速度出口	送风温度 15.5°C, 风速 0.07m/s	关闭
空调箱回风口	自由出流	开启	关闭
侧排风口	自由出流	开启	开启
地板送新风口	速度出口	送风温度 18.9°C, 风速 0.69m/s	送风温度 25.5°C, 风速 0.70m/s
地板辐射供暖	-	恒热流	恒壁温,

模拟结果如下图所示：

①夏季工况:

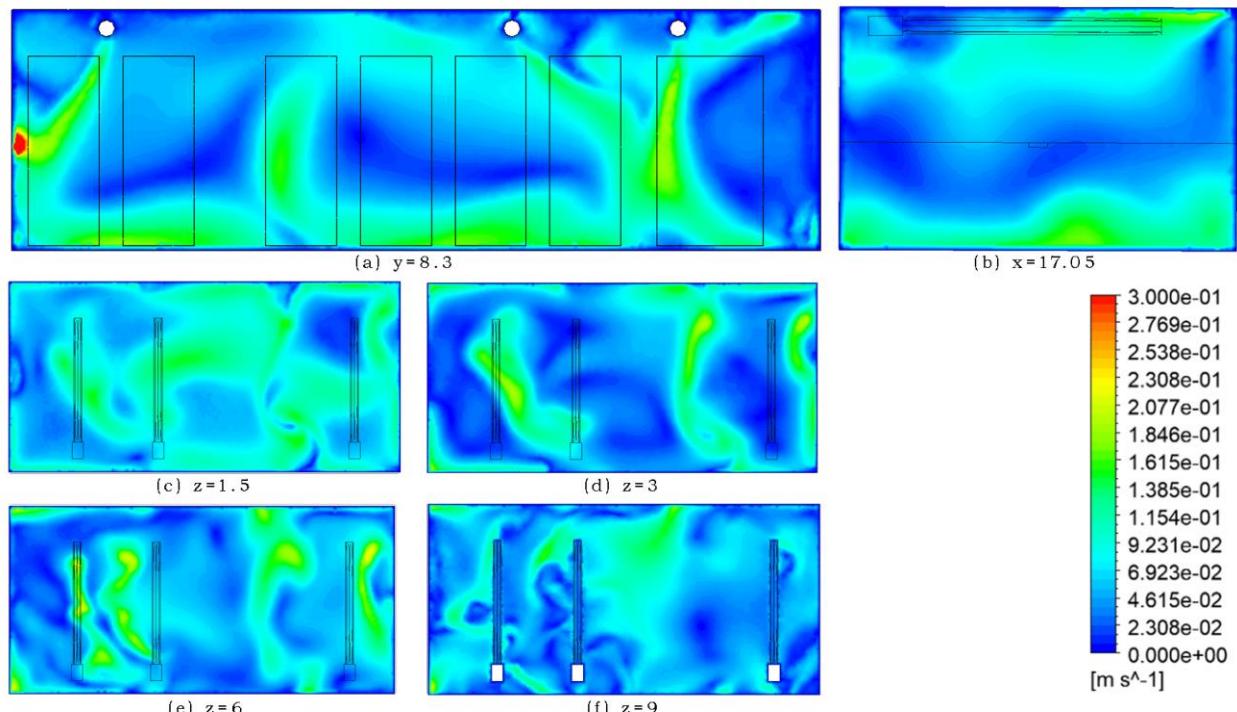


图 4.3-18 优化方案夏季速度场云图

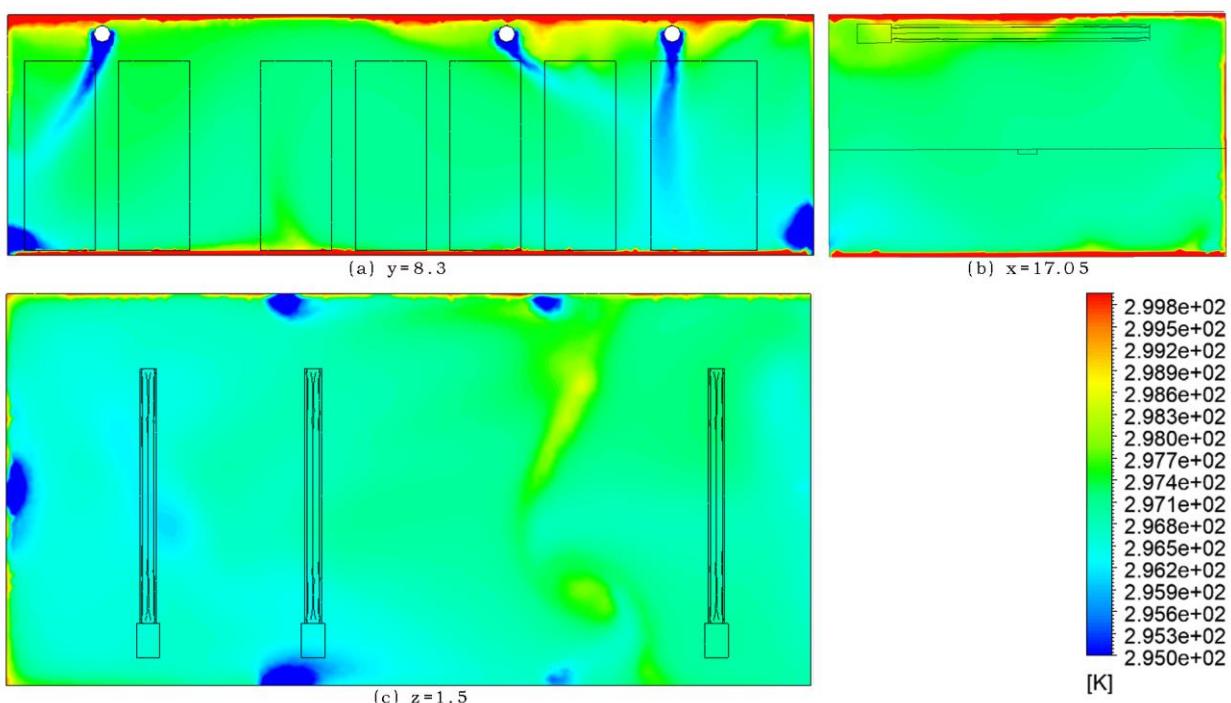


图 4.3-19 优化方案夏季温度场云图

②冬季工况：

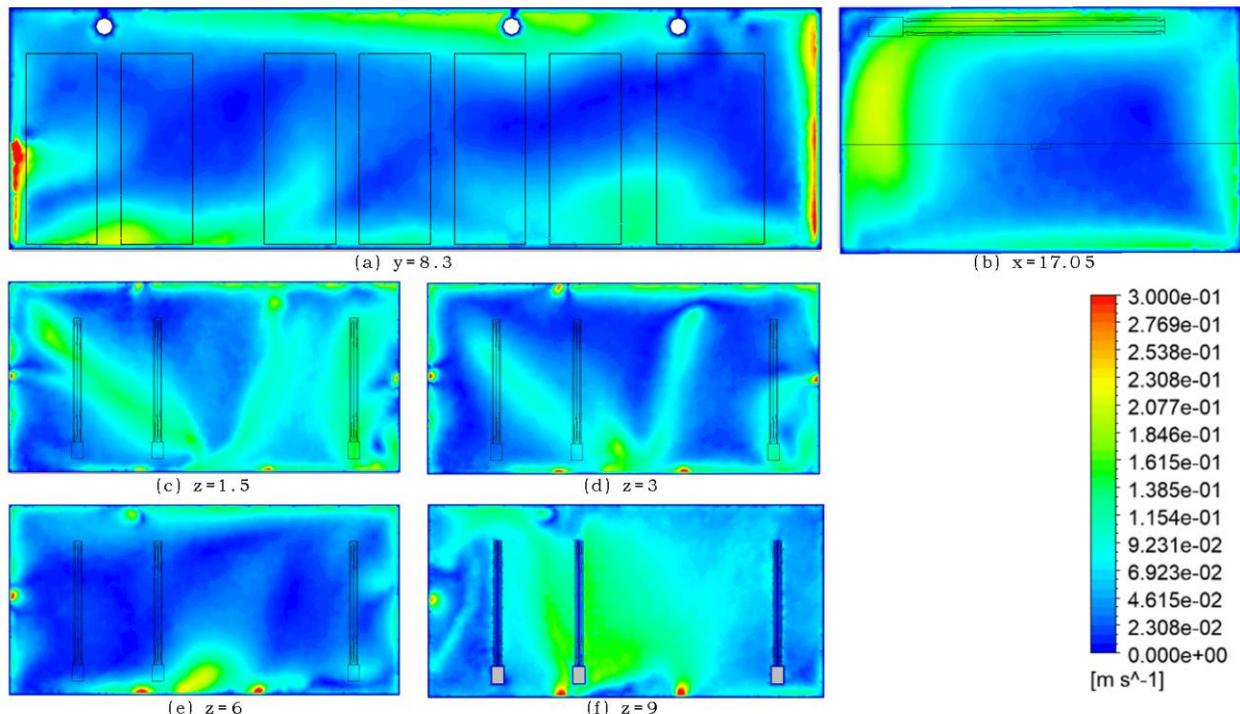


图 4.3-20 优化方案冬季速度场云图

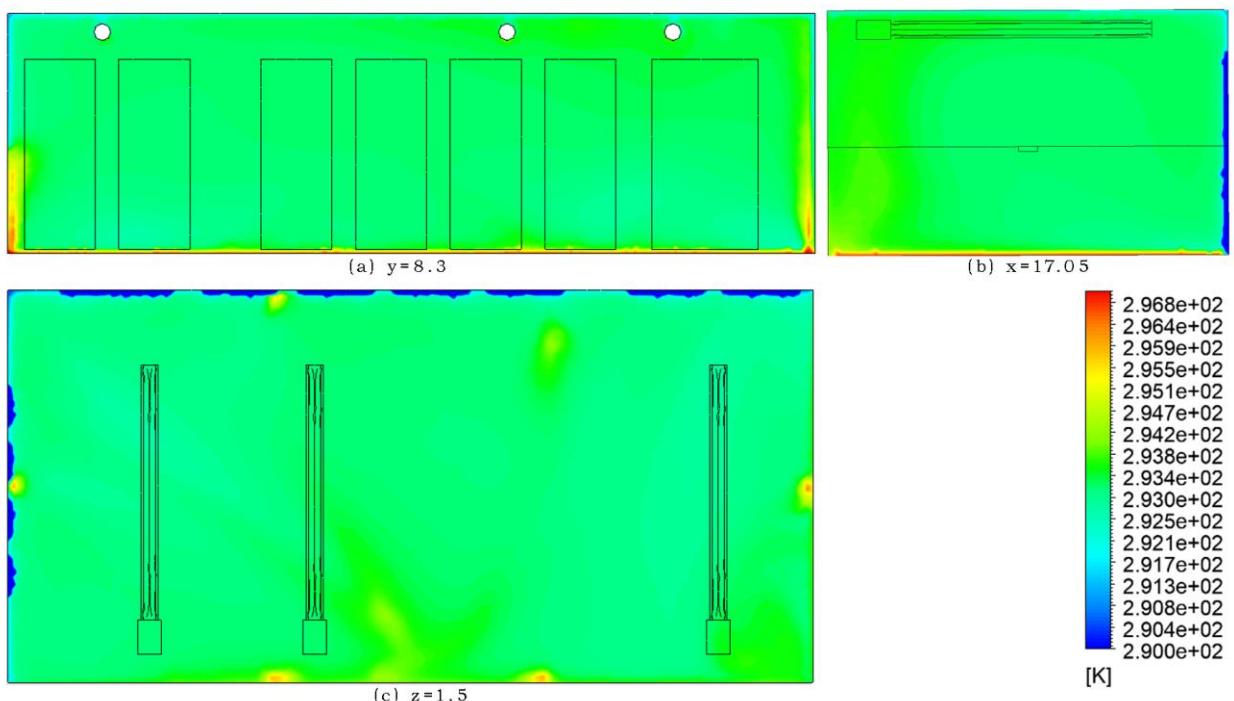


图 4.3-21 优化方案冬季温度场云图

由上述结果不难看出，该优化方案吸取了布袋送风与地板辐射采暖各自的优点，在冬季与夏季都能提供良好的热舒适环境与满足要求的速度场，故将该方案选为最终的设计方案。

4.4 员工餐厅散流器气流组织计算

(1) 以一层员工餐厅大厅为例，房间除去吊顶后层高标高 4.4m，面积为 582 m²。总送风量为 23040m³/h，共均匀布置了 24 个规格为 300×300 的方形平送散流器，每一个散流器的送风量为 960m³/h。散流器的水平射程为分别为 l₁=2.2m 和 l₂=1.9m，平均取 l=2.05m，垂直射程为 x'=4.4-2=2.2m。

(2) 该房间类型为员工餐厅，所以选取散流器的出风速度为 3m/s，实际可以计算出 $u_0 = 2.96m/s$ ，符合要求。这样

$$F_0 = \frac{G}{u_0 \times 3600} = \frac{960}{2.96 \times 3600} = 0.09 \text{ m}^2$$

(3) 检查 u_x : 根据式

$$u_x = \frac{u_0(\sqrt{2}m_1K_1K_2K_3\sqrt{F_0})}{x' + l} \quad (4.4-1)$$

式中 $\sqrt{2}m_1 = 1.41$ ，见《空气调节》表 5-2 第十项；

K_1 ——根据 $0.1l/\sqrt{F_0}=0.1\times\frac{2.05}{\sqrt{0.09}}=0.683$ ，查《空气调节》图 5-13，按 $l/x'=2.05/2.2=0.932$

在曲线 9 与曲线 10 上插值得到 $K_1 = 0.58$ ；

K_2 、 K_3 均取 1。

带入各已知值得：

$$u_x = \frac{2.96 \times 1.41 \times 0.58 \times \sqrt{0.09}}{1 + 2.05} = 0.238 \text{ m/s}$$

故满足要求。

(4) 检查 Δt_x :

$$\Delta t_x = \frac{\Delta t_0(\sqrt{2}n_1K_1\sqrt{F_0})}{x' + l} \quad (4.4-2)$$

带入各已知值得：

$$\Delta t_x = 6 \times \frac{\sqrt{2} \times 0.88 \times 0.58 \times \sqrt{0.09}}{1 + 2.05} = 0.426^\circ\text{C} < 1^\circ\text{C}$$

故满足要求。

(5) 检查射流贴附长度 x_l :

$$x_l = 0.4ze^k \quad (4.4-3)$$

其中:

$$\begin{aligned} z &= 5.45\sqrt{2}m_1u_0^4\sqrt{\frac{F_0}{(\sqrt{2n_1}\Delta t_0)^2}} \\ &= 5.45 \times 1.41 \times 3.65 \times \sqrt[4]{\frac{0.09}{(\sqrt{2} \times 0.88 \times 6)^2}} = 5.62 \end{aligned}$$

$$\text{则: } x_l = 0.4 \times 5.62 \times \exp\left(0.35 - 0.62 \times \frac{0.1}{\sqrt{0.09}}\right) = 2.59\text{m, 满足要求。}$$

4.5 风系统设计与计算

4.5.1 风管设计

此次设计风管均采用镀锌钢板，它易于工业化加工制作、安装方便、结构强度较大，能承受较高温度，是目前使用较为广泛的风管材料。

采用矩形风管，易加工安装，充分利用建筑空间，风管面积由风速和流量确定， $F=Q/v$ 。计算所得风管面积作为选取风管的依据，选择时风管采用标准尺寸，长宽比不大于 4。

风管布置减少局部阻力的措施：①弯管的中心曲率半径不要太小，一般应取风管当量直径的 1-4 倍。支管与主管道相连接时，避免 90°垂直连接；②通常支管应在顺气流方向上制作一定的导流曲线或三角形切割角；③对于圆风管三通或四通的夹角不宜大于 45°。对于矩形风管，三通或四通的弯管应有与弯管相同的曲率半径；④弯管或三通的后面，以有 4-5 个当量直径的直管为好；⑤风管的变径宜作成渐扩管和渐缩管。渐扩管每边扩展角度不宜大于 15°，渐缩管每边收缩角度不宜大于 30°。

送风口的布置应按照房间送风量选择风口的尺寸和个数，送风口选择散流器或者双层百叶风口。回风口布置在人不经常停留的地方，房间的边和角落，三至九层采用走廊回风的形式。

4.5.2 风管水力计算

风管水力计算的目的，一是根据流量和要求的风速范围确定管径；二是计算管路的阻力损失为选择风机提供依据。本设计风管的水力计算采用的是假定流速法，根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》（GB 50736-2012）查取的风管风速具体要求如下表。

表 4.5-1 风管风速要求

风管分类	干管	支管	支管上接出的风管
推荐流速 (m/s)	5~6.5	3~4.5	3~3.5

以一层员工餐厅全空气系统为例来进行风管水力计算。

绘制风管草图，风系统图如下图所示，对各个流量发生变化的节点进行编号，选择最不利管路，计算最不利管路的累计阻力。管段压力损失=沿程阻力损失+局部阻力损失，沿程损失 $\Delta P_m = R_m \times L$ ，局部损失 $\Delta P = \zeta \cdot \rho v^2 / 2$ 。

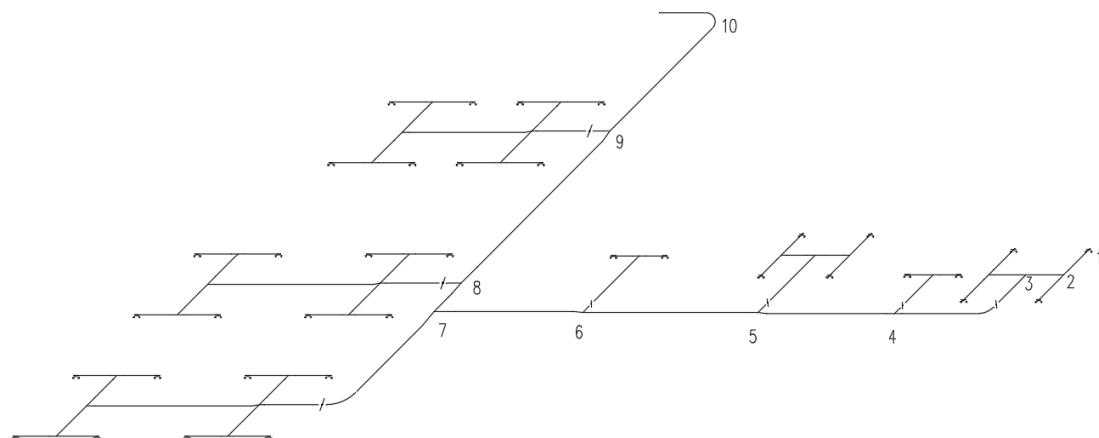


图 4.5-1 员工餐厅送风系统图

查《实用供热空调设计手册（第二版）》中的钢板矩形风管单位长度沿程损失计算表，确定最不利环路各管段内的流速，结果列于下表。在选择管径时，尽量增加支管的阻力，减少干管的阻力。计算最不利环路的累计阻力。

表 4.5-2 员工餐厅风管水力计算表

管段	Q	L	W	H	v	ξ	Pj	Ry	Py	ΔP
1-2	400	1.7	200	160	3.47	0.28	2.02	1.02	1.73	3.76
2-3	800	1.7	320	160	4.34	0.28	3.16	1.39	2.36	5.53
3-4	1600	7	400	200	5.56	0.5	9.27	1.42	9.94	19.21
4-5	2400	6.4	500	250	5.33	0.25	4.26	0.9	5.76	10.02
5-6	4000	8.4	630	320	5.51	1	18.22	0.88	7.39	25.61
6-7	4800	6.8	800	400	4.17	0.75	7.83	0.42	2.86	10.68
7-8	12480	0.3	1000	400	8.67	0.36	16.24	1.17	0.35	16.59
8-9	20160	8.3	1250	500	8.96	0.39	18.79	0.96	7.97	26.75
9-10	27840	9.6	1600	500	9.67	0.18	10.10	1.03	9.89	19.99
总计										138

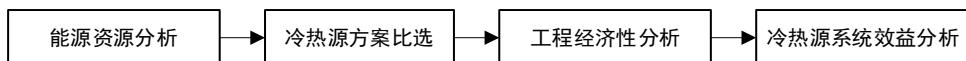
最不利管路压力损失为 138Pa。

4.6 本章小结

本章首先分析了建筑中较为特殊且具有高大空间特性的功能区域，针对大会议室的座椅送风方案利用厂家提供的线算图，对座椅送风周围的温度场与速度场进行分析，结果表明该座椅送风末端满足报告厅人员热舒适的要求，然后针对球类活动室对风速的特殊需求，比较了两种不同的末端方案，在布袋送风与地板辐射空调冬夏季各有利弊的基础上，最终选用夏季采用布袋送风制冷，冬季采用地板辐射采暖，二者合用新风系统的形式。最后利用射流公式校核了员工餐厅的气流组织，并进行了风系统的设计计算。

第五章 冷热源方案

为了合理地选择并设计空调系统冷热源，本章首先对本设计建筑所在地理位置的能源条件进行分析，列举出对应符合能源条件的常用冷热源形式，紧接着对所列举形式进行可行性判断，保留可行方案继续进行技术性分析和经济性分析，最终得出最优方案。



5.1 能源资源分析

5.1.1 太阳能

1、太阳能分布特点

表 5.1-1 2005-2014 年沈阳市太阳总辐射曝辐量、日照时数累年平均值

太阳总辐射曝辐量/ (MJ·m ⁻²)													年日照时数 /h
1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	全年	
228.8	296.5	444.7	502.7	609.9	556.9	553.3	524.0	462.3	350.6	232.9	197.3	4965.4	2461.2

表 5.1-2 太阳能资源丰富程度等级

太阳总辐射曝辐量/ (MJ·m ⁻²)	资源丰富程度
≥6300	最丰富
[5040,6300)	很丰富
[3780,5040)	丰富
<3780	一般

沈阳市 2005-2014 年年均太阳总辐射曝辐量为 4965.4 MJ·m⁻² 年均日照时数为 2461.2h，与太阳能资源丰富程度等级对比可得知沈阳市太阳能资源丰富。

在太阳能资源利用时，除具体考虑资源量外，还必须了解其年内分配的稳定情况，它往往会影响资源的可利用性以及利用效率。

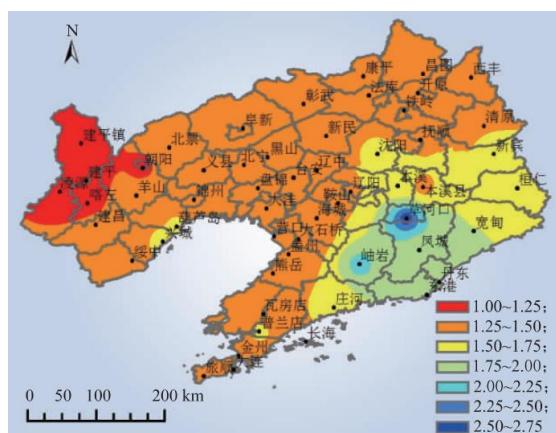


图 5.1-1 辽宁省太阳能资源稳定程度分布

表 5.1-3 太阳能资源程度等级

太阳能资源稳定程度指标	稳定程度
<2	稳定
2~4	较稳定
>4	不稳定

根据图 5.1-1 可以看出沈阳处于太阳能资源稳定地区。

2、可利用程度

根据《太阳能供热采暖工程技术标准》GB50495-2019 附录 A 可知沈阳处于太阳能资源III区，为资源较富区，短期蓄热系统太阳能保证率为 20%-40%，季节蓄热系统太阳能保证率为 40%-50%。

$$A_c = \frac{86400Q_H f}{J_T \eta_{cd} (1 - \eta_L)} \quad (5.1-1)$$

式中：

A_c ——直接系统集热器总面积 (m²);

Q_H ——建筑物耗热量 (W) 1233.617KW;

f ——太阳能保证率 (取 20%);

J_T ——当地集热器采光面上的采暖期平均日太阳辐射量 (J/(m²·日)), 取 11.437 MJ/(m²·日);

η_{cd} ——基于总面积的集热器平均集热效率 (取 52%);

η_L ——管路及贮热装置热损失率 (取 15%)

计算可得直接系统太阳能集热器总面积为 4217 m²

根据《太阳能供热采暖工程技术标准》GB50495-2019 可知严寒地区太阳能系统只能采用间接系统，故本系统为间接系统，间接系统集热器总面积取：

$$A_{IN}=1.1A_c=1.1\times4217=4638.7\text{ m}^2$$

因屋顶总面积为 3109.68 m²,除去被主楼挡住的背面裙房屋顶面积, 可利用布置太阳能集热器面积有 2410.38 m²,不满足太阳能直供集热面积需求, 故可考虑太阳能作为辅助热源, 根据屋顶可利用面积排布太阳能集热器。

沈阳纬度为 41°46', 集热器安装倾角比当地纬度小 10°, 即 31°46', 取整 30°。

$$D = H \cot \alpha_s \cos \gamma_0 \quad (5.1-2)$$

式中：

D——日照高度（m）；

H——前方障碍物高度（m）；

α_s ——太阳高度角（°）；

γ_0 ——计算时刻太阳光线在水平面上的投影线与集热器表面在水平面上的投影线夹角（°）。

太阳高度角：

$$\sin \alpha_s = \sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega \quad (5.1-3)$$

式中 ϕ ——纬度（取当地纬度角 $41^{\circ}46'$ ）：

δ ——太阳偏转角（取冬至日赤纬角 -23.26° ）；

ω ——时角（取 14 点时角 30° ）。

计算得 $\alpha_s = 19^{\circ}$

太阳方位角：

$$\sin \alpha = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\cos \alpha_s} \quad (5.1-4)$$

式中 α ——太阳方位角；

计算得 $\alpha = 29^{\circ}$

取集热器方向为正南方向，则计算时刻太阳光线在水平面上的投影线与集热器表面在水平面上的投影线夹角 $\gamma_0 = \alpha$ 即为 29° ，集热器长度为 1.8m，安装角度 30° ，则高度 H 为 0.9m，最终计算得集热器前后排之间的日照间距为 2.3m。经排布后计算集热器总集热面积为 595 m^2 。

5.1.2 浅层地热能

1、建筑场地地基土构成及性质：

场地地基土在钻探深度内自上而下依次叙述如下：

①耕土：黄褐色～褐色，主要由黏性土组成，稍湿，松散，含少量草木根茎。场区分布连续。层厚：1.50～4.20 米。

②粉质黏土：黄褐色，含少量氧化铁，无摇振反应，稍有光泽，韧性中等，干强度中

等。可塑，饱和。连续分布，性质不均，局部呈黏土状。层厚：2.30~6.30 米。

③粉质黏土：灰褐色~灰色，含大量有机质，无摇振反应，稍有光泽，韧性中等，干强度中等。可塑，饱和。连续分布，性质不均，局部呈有机质粉质黏土、黏土状。层厚：1.40~3.50 米。

④粉质黏土：灰褐色~黄褐色，含少量有机质，无摇振反应，稍有光泽，韧性中等，干强度中等。可塑~硬可塑，饱和。连续分布，性质不均，局部呈粉土状。此层底部为褐色，含少量砾石。层厚：1.10~3.80 米。

⑤圆砾：由岩浆岩形成，亚圆形，磨圆度较好。粒径不均匀，一般粒径 2~10mm，最大粒径 100mm，充填中粗砂，含少量黏性土。中密，饱和。性质不均，局部呈粗砂、砾砂状。整个场区连续分布，本次勘察未钻穿此层，最大揭露厚度为 9.30 米。各土层的分布规律、产状详见下图：

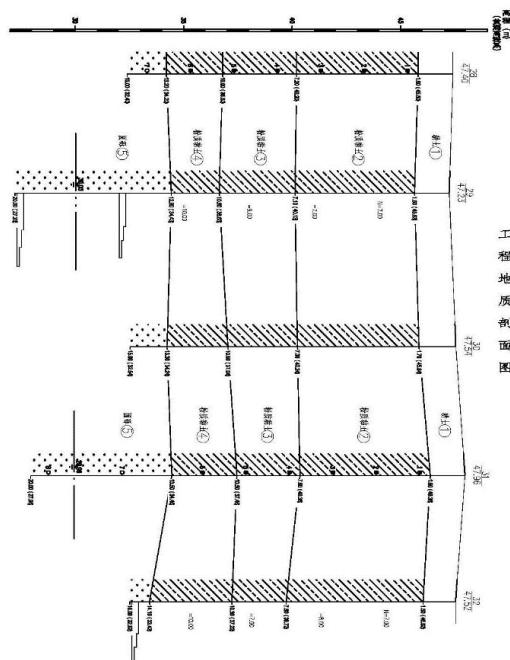


图 5.1-2 工程地质侧面图

表 5.1-4 岩土热物性参数表

编号	土层名称	平均厚度	含水量 (%)	导热系数	比热容
		m	ω	W/(m ² ·K)	kJ/kg·K
①	耕土	2.85	33.6	1.24	1.07
②	黄褐色粉质黏土	4.3	29.8	1.8	1.3
③	灰褐色粉质黏土	2.45	32.5	1.48	1.4
④	黄褐色粉质黏土	2.45	23.5	1.55	1.14
⑤	圆砾	9.0	6.5	1.33	0.85

*注：上表中部分数据根据相关文献所给范围选取，与实际值存在一定差异

2、沈阳市浅层地热能可用量

沈阳市浅层地热能可利用量按下列公式计算：

$$Q_h = aqM \quad (5.1-5)$$

式中：

Q_h ——浅层地热能可利用量，kW；

a——浅层地热能可利用系数，一般取 a = 1；

q——大地热流值，根据东北地区大地热流数据的分布及分析，q 取 61.2MW/m²；

M——计算面积，m²；

结合本设计，在不同面积下浅层地热能可利用量计算结果如下表所示：

表 5.1-5 不同计算面积地热能可利用量

计算面积 (m ²)	占地面积 (m ²)	空地面积 (m ²)	绿地面积 (m ²)
	19998.57	2583.09	3000
地热能可利用量 (kW)	1223.9	158	183.6

3、土地可利用程度

综上所述，建筑所在地位于中部浑河冲洪积扇地区域，地质热物性以第四系厚度为主，地层以细砂、中粗砂为主，几乎不含卵石层，有利于降低钻探成本。中部的浑河冲洪积扇地扇缘带地层初始温度为 10.7°C，沈阳市为严寒地区，结合《地源热泵系统工程技术规范》(GB50366-2009) 关于土壤源热泵适宜性评价的内容，建筑所在区域属于公共建筑土壤源与其他冷热源结合复合式系统较适宜区，本建筑周边有足够的空地可作为埋管区域，因此土壤源热泵可作为冷热源对比方案之一。

5.1.3 水资源

地表水：地块南侧有一条人工河道，不属于自然水系，处于枯水状态。

地下水：本次勘察部分钻孔在钻探深度内见有地下水，地下水类型为潜水。潜水主要受大气降水及区域水文地质的补给，赋存在砂土、碎石土层之中。

自来水：周边道路具备市政提供的给水管网，可满足本项目使用需求，自来水价格为 5 元/m³。故本工程不考虑地下水热泵。

5.1.4 空气源

空气源属于清洁能源，但受外界气候影响大，冬季室外温度处于 -5~5°C 范围内时，蒸发器常会结霜，需频繁的进行融霜，供热能力会下降，故在北方地区应用可行性降低。但今年来许多学者不断研究空气源热泵在严寒地区的应用，在提升压缩机性能方面，有从

普通单级压缩到双级压缩的技术改进，在新型工质的研究方面有 CO₂ 空气源热泵，在改进结除霜问题方面有除霜机理和除霜技术的探索与研发，因此空气源热泵在严寒地区发展有很大的前景，但应用实际工程较少，且传统空气源热泵制热能力在低温环境下衰减严重，当气温为-20℃时，制热量降低 57%，COP 下降 49%，低于-20℃时，传统空气源热泵已不能正常运行。故本次设计不考虑空气源热泵。

5.1.5 市政热网

周边道路设有热力管道，供、回水温度一次网 110/60℃，可满足本项目冬季供热需求。供暖期为 11 月 1 日至次年 3 月 31 日，市政热力使用价格为 35 元/ m²（地上建筑面积）；如按热价收费：60 元/GJ。因此可作为备选方案。

5.1.6 电力资源

周边道路具备市政电网，电压等级为 380V，可满足本项目电力需求。

峰平谷电价：

表 5.1-6 峰平谷电价

高峰时段	8:30~11:30,18:00~23:00	0.9528 元/kWh
平谷时段	7:00~8:30,11:30~18:00	0.6352 元/kWh
低谷时段	21:00~7:00	0.3176 元/kWh

峰谷电价比为 3: 1，可考虑蓄冷技术削峰填谷，节省运行费用。水蓄冷方式的单位蓄冷能力较低，水槽占地面积较大，且水蓄冷空调系统中使用的水量一般比常规系统大，故需要处理的水量通常也较大，因此蓄冷技术一般采用冰蓄冷。

蓄冷技术并不节电且因制冷机可能消耗更多的电能，且蓄冷技术初投资较大，沈阳地区空调季短暂，投资回收期较长，因此不考虑使用冰蓄冷技术。

5.1.7 燃气资源

周边道路具备市政天然气管网，热值为 8600kccal/Nm³，可满足本项目供热需求，天然气价格为 3.9 元/Nm³。因此可做备选方案。

5.1.8 资源条件汇总

由上述分析将建筑周边资源条件及其资源量分析总结如下表所示：

表 5.1-7 资源条件汇总

序号	资源形式	资源分析	系统形式	结论
1	太阳能	可再生能源，较丰富，稳定性一般，可做辅助热源	辅助热源	√
			太阳能热泵	×
2	地热能	可再生能源，丰富	地源热泵	√
3	水资源	地表水匮乏，地下水为潜水	水源热泵	×
4	空气源	可再生能源，受低温影响大	空气源热泵	×

5	市政热网	市政热网可满足本项目冬季供热需求	市政热网	√
6	电力资源	市政电网可满足本项目电力需求	冷水机组	√
		初投资较大，沈阳制冷需求相对较低	冰蓄冷	×
7	燃气资源	可满足本项目供热需求	燃气锅炉	√

5.2 冷热源方案比选

根据本工程周边能源分析可选方案如下：

表 5.2-1 可选方案方案汇总

编号	方案
P1	冷水机组+市政热网
P2	冷水机组+燃气锅炉
P3	市政热网地源热泵复合系统
P4	太阳能-地理管地源热泵系统

下文将对以上四个方案进行分析对比。

根据市场调查得出设备估价如下：

表 5.2-2 设备估价表

序号	设备	估价
1	螺杆式冷水机组	650 元/KW
2	冷却塔	340 元/(m ³ /h)
3	离心式水泵	60 元/(m ³ /h)
4	市政热网	60 元/GJ
5	板式换热器	厂家询价
6	真空管集热器	3000 元/台
7	燃气锅炉	180 元/KW
8	土壤源热泵	700 元/KW
9	土建费	5000 元/m ²
10	多联机室外机	600 元/kW
11	钻孔费	80 元/m
12	地理管费	10 元/m

5.2.1 冷水机组+市政热网

5.2.1.1 技术性分析

冷水机组为常见冷源形式，有初投资小、运行管理方便等优点，沈阳处于严寒地区，市政热网为北方常见供热形式，无需设置机房、使用便捷，此组合为北方地区应用最广泛的方案。

5.2.1.2 经济性分析

1. 初投资

冬季设计热负荷全部由市政热网承担，全年最大冷负荷 1787.82kW，确定 50h 不保证冷负荷值进行冷源系统选型，对全年冷负荷进行排序，第 51h 冷负荷为 1328.18kW，根据 1328.18KW 选型。选择三台 30XW-0422 冷水机组，参数如下：

表 5.2-3 方案一冷水机组选型

冷水机组型号	台数	制冷性能		
		制冷量	输入功率	COP
		kW	kW	kW/kW
30XW-0422	3	456.8	86	5.31

表 5.2-4 方案一设备选型表

序号	项目	型号	规格	数量	单价	合价
					万元	万元
1	螺杆式冷水机组	30XW-0422	制冷量 456.8kW	3	29.7	89.1
2	冷却塔	XJFH-125	125m ³ /h,4kW	3	4.25	12.75
3	冷却水泵	LYL100-200B	113m ³ /h,32m,15kW	4	0.68	2.72
4	冷冻水泵	LYL100-160A	93.5m ³ /h,28m,11kW	4	0.56	2.24
5	热水泵	LYL80-160A	46.7m ³ /h,28m,7.5kW	2	0.28	0.56
6	板式换热器	BRO31-25-Dn80	25 m ² ,1016×420	1	1.17	1.17
总费用						108.54

初投资费用包括设备费用、安装费用、土建费用，其他管路、阀门等附件因各方案系统都涉及到且费用较低，故不计入初投资费用内。

表 5.2-5 方案一初投资汇总

费用类型	计算过程	合价
		万元
设备费用	设备费用总和	109.32
安装费用	设备费×0.15	16.398
土建费用	250×5000	125
总费用		250.718

2.运行费用

此方案的运行费用主要为机组与水泵的运行费用以及市政热网的运行费用，题目中给出电价分峰谷时段：高峰时段（8:30~11:30,18:00~23:00），低谷时段（21:00~7:00），平谷时段（7:00~8:30,11:30~18:00），将不同时段冷热负荷筛选出来再进行负荷分段处理，供冷季高峰时段有 25 小时在 100%-75% 负荷区间内，169 小时在 75%-50% 负荷区间内，240 小时在 50%-25% 负荷区间内，405 小时在 25% 以内的负荷区间内；供冷季平谷时段有 26 小时在 100%-75% 负荷区间内，264 小时在 75%-50% 负荷区间内，455 小时在 50%-25% 负荷

区间内，761 小时在 25% 以内的负荷区间内；供冷季低谷时段有 0 小时在 100%-75% 负荷区间内，2 小时在 75%-50% 负荷区间内，11 小时在 50%-25% 负荷区间内，114 小时在 25% 以内的负荷区间内。

计算不同时段的设备能耗乘相应电费计算总费用, 供热费用由总供热能耗乘单价计算得出。

表 5.2-6 方案一设备运行费用汇总

设备	电价时段	运行能耗	电费	合价
		kWh	元/kWh	万元
冷水机组	高峰时段	126162	0.9528	12.02
	平谷时段	218526	0.6352	13.88
	低谷时段	12212	0.3176	0.388
冷却塔	高峰时段	5868	0.9528	0.559
	平谷时段	10164	0.6352	0.646
	低谷时段	568	0.3176	0.018
冷却水泵	高峰时段	22005	0.9528	2.097
	平谷时段	38115	0.6352	2.42
	低谷时段	2130	0.3176	0.068
冷冻水泵	高峰时段	16137	0.9528	1.54
	平谷时段	27951	0.6352	1.78
	低谷时段	1562	0.3176	0.049
热水泵	高峰时段	3907.5	0.9528	0.37
	平谷时段	6337.5	0.6352	0.402
	低谷时段	810	0.3176	0.026
	耗热量		单价	合价
冬季市政热网	608899kWh=2192GJ	60 元/GJ	13.6 万元	
	总费用			49.41 万元

表 5.2-7 方案一年运行费用汇总

费用类型	计算过程	总费用
		万元
管理费用	3×120 元/天×356	8.76
人员工资	3×100 元/天×356	10.95
折旧费	95%×设备初投资/20 (预期运行年限)	5.1
设备维修费	0.3×折旧费	0.155
设备运行费用	/	49.41
	总费用	74.375

5.2.2 冷水机组+燃气锅炉

5.2.2.1 技术性分析

常规水冷式冷水机组+燃气锅炉是工程中最为常见可靠的冷热源形式，此方案需设置锅炉房，消防要求高，燃气费用高，但因当地燃气供应充足，故仍作为备选方案之一。

5.2.2.2 经济性分析

1、初投资

冷源与方案一选择相同为三台 30XW-0422 冷水机组，热源选择两台 CWNS0.7-85/60 燃气热水锅炉，其参数如下表：

表 5.2-8 方案二燃气锅炉参数

燃气锅炉型号	台数	额定供热量	额定出回水温度	热效率	天然气耗量	耗电量
		MW	°C	%	m³/h	KW
CWNS0.7-85/60	2	0.7	85/60	91-95	79.3	6.7

表 5.2-9 方案二设备选型表

序号	项目	型号	规格	数量	单价	合价
					万元	万元
1	螺杆式冷水机组	30XW-0422	制冷量 456.8kW	3	29.7	89.1
2	冷却塔	XJFH-125	125m³/h,4kW	3	4.25	12.75
3	冷却水泵	LYL100-200B	113m³/h,32m,15kW	4(3 用 1 备)	0.68	2.72
4	冷冻水泵	LYL100-160A	93.5m³/h,28m,11kW	4(3 用 1 备)	0.56	2.24
5	热水泵	LYL65-200B	28.3m³/h, 34.5m,5.5kW	3	0.17	0.51
6	板式换热器	BRO.7	45 m², DN100	1	1.95	1.95
7	燃气锅炉	CWNS0.7-85/60	额定供热量 0.7MW	2	12.6	25.2
总费用						134.47

表 5.2-10 方案二初投资汇总

费用类型	计算过程	合价
		万元
设备费用	设备费用总和	134.47
安装费用	设备费×0.15	20.17
土建费用	250×5000	125
总费用		279.64

2、运行费用

供暖季电价高峰时段有 0 小时在 100%-75% 负荷区间内，35 小时在 75%-50% 负荷区间内，174 小时在 50%-25% 负荷区间内，312 小时在 25% 以内的负荷区间内；供暖季电价平谷时段有 3 小时在 100%-75% 负荷区间内，56 小时在 75%-50% 负荷区间内，217 小时在 50%-25% 负荷区间内，569 小时在 25% 以内的负荷区间内；供暖季电价低谷时段有 0 小时在 100%-75% 负荷区间内，4 小时在 75%-50% 负荷区间内，15 小时在 50%-25% 负荷区间内，89 小时在 25% 以内的负荷区间内。

表 5.2-11 方案二设备运行费用

设备	电价时段	运行能耗	电费	合价
		kWh	元/kWh	万元
冷水机组	高峰时段	126162	0.9528	12.021
	平谷时段	218526	0.6352	13.881
	低谷时段	12212	0.3176	0.388
冷却塔	高峰时段	5868	0.9528	0.559
	平谷时段	10164	0.6352	0.646
	低谷时段	568	0.3176	0.018
冷却水泵	高峰时段	22005	0.9528	2.097
	平谷时段	38115	0.6352	2.421
	低谷时段	2130	0.3176	0.068
冷冻水泵	高峰时段	16137	0.9528	1.538
	平谷时段	27951	0.6352	1.775
	低谷时段	1562	0.3176	0.050
热水泵	高峰时段	4015	0.9528	0.383
	平谷时段	6165.5	0.6352	0.392
	低谷时段	698.5	0.3176	0.022
燃气锅炉	高峰时段	4891	0.9528	0.466
	平谷时段	7510.7	0.6352	0.477
	低谷时段	850.9	0.3176	0.027

表 5.2-12 方案二锅炉燃气费用

	负荷区间	运行小时	额定供热量	天然气热值	锅炉效率	燃气量	费用
	%	h	KW	kcal/Nm ³	%	m ³	万元
燃气锅炉	100%-75%	3	1400	8600	93	451.19	0.17
	75%-50%	93	1400	8600	93	13986.79	5.45
	50%-25%	408	700	8600	93	30680.70	11.96
	25%-0%	966	700	8600	93	72641.07	28.33
总费用							83.14

表 5.2-13 方案二年运行费用汇总

费用类型	计算过程	合价
		万元
管理费用	$3 \times 120 \text{ 元/天} \times 356$	8.76
人员工资	$3 \times 100 \text{ 元/天} \times 356$	10.95
折旧费	$95\% \times \text{设备初投资}/20$ (预期运行年限)	6.38
设备维修费	$0.3 \times \text{折旧费}$	0.19
设备运行费用	/	83.14
	总费用	109.42

5.2.3 土壤源热泵十市政热网

5.2.3.1 技术性分析

严寒地区建筑存在建筑耗热量远大于耗冷量的状况，因此土壤源热泵往往不能单独使用，而需要加上辅助热源以缓解逐年取热带来的土壤热失衡现象，由于末端形式选择了散热器，而地源热泵难以将供水温度提升至散热器的工作温度，故采用市政热网承担散热器部分的负荷以缓解土壤热平衡现象，并使系统运作更加合理。

(1) 地埋管换热量估算

结合本设计，估算地埋管在不同面积下的换热量，取地埋管孔深为 100m，采用双 U 形垂直埋管，因建筑地层 100 米处主要以细沙为主，根据沈阳市热物性测试资料，每米孔深的散热能力约为 72.17W，每米孔深的吸热能力约为 46.09W，土壤平均导热系数为 23.07W/°C，以埋管间距为 5m×5m 为例，交错布置，平均每个钻孔面积为 19.6 m²，在不同面积下的换热量如下表所示：

表 5.2-14 不同计算面积地埋管换热量

计算面积	占地面积m ²	空地面积m ²	绿地面积m ²
	19998.57	2583.09	3000
钻孔数量/个	1020	132	153
地埋管释热量/kW	7361.34	952.64	1103.4
地埋管取热量/kW	4701.18	608.39	705.17

(2) 冷热源负荷分配策略

表 5.2-15 方案三冷热源负荷分配

夏季	对应房间	末端处理设备	冷热源方式	末端进出水温度(°C)	冷热源所承担负荷 (kWh)
	餐厅	全空气二次回风机组	土壤源热泵	7/12	127.532
	大堂	风机盘管			103.611
		新风处理机组			38.49

冬季	办公室、休息室、档案管理室、荣誉室	风机盘管		34.823
		新风处理机组		
	球类活动室	空调箱		212.768
		新风处理机组		
	休息区、舞蹈室、健身活动室、器械活动室	风机盘管		492.949
		新风处理机组		
	阅读室、备品室、办公室、阳光休息厅	风机盘管		143.37
		新风处理机组		
	大会议室	全空气二次回风机组		167.869
		水冷多联机末端	水冷多联机	
	三至九层房间	新风处理机组	土壤源热泵	55.869
		水冷多联机末端	土壤源热泵	
	餐厅	新风处理机组	土壤源热泵	1.84
		全空气二次回风机组	土壤源热泵	
	大堂	地板辐射	土壤源热泵	17.193
		新风处理机组	土壤源热泵	
	办公室、休息室、档案管理、荣誉室	散热器	市政管网	3.864
		新风处理机组	市政管网	
	球类活动室	地板辐射	土壤源热泵	38.722
		新风处理机组	土壤源热泵	
	休息区、舞蹈室、健身活动室、器械活动室	散热器	市政管网	14.577
		新风处理机组	土壤源热泵	
	阅读室、备品室、办公室、阳光休息厅	散热器	市政管网	18.913
		新风处理机组	土壤源热泵	
	大会议室	全空气二次回风机组	土壤源热泵	21.552
		散热器	市政管网	
	三至九层房间	新风处理机组	土壤源热泵	19.316
		散热器	市政管网	
	地下室	散热器	市政管网	145.693
	三至九层房间	新风处理机组	市政管网	261.727
		散热器	市政管网	
	地下室	散热器	市政管网	376.404
	地下室	散热器	市政管网	81.5

(3) 冷热源机组选型

供暖季除餐厅、大堂、球类活动室和大会议室外末端选择散热器，由市政热网为散热器提供 75°C 的热水，为 3-9 层新风处理机组提供 60°C 热水，由地源热泵为其余新风处理机组、全空气处理机组提供 60°C 热水，为地板辐射提供 40°C 热水，经计算可得，夏季地源热泵承担冷负荷为 660.594kW，冬季地源热泵承担热负荷为 457.294kW，热负荷大于冷负荷，因此根据冷负荷选取热泵机组，热泵采用 30% 乙二醇溶液为载体，溶液比热容为 3.58kJ/kgK，机组选型见下表：

表 5.2-16 方案三地源热泵参数表

地源热泵 1 型号	台数	制冷量	输入功率	制热量 (45°C)	输入功率	制热量 (60°C)	输入功率
		kW	kW	kW	kW	kW	kW
RTWS125	2	447.9	82	438.2	96.2	395	121.1

*注：RTWS125 机组标准制冷工况下：用户侧供水温度：7°C，出水温度：12°C，冷源侧供水温度 30°C，出水温度 25°C。标准制热工况下：用户侧供水温度 45°C，出水温度 40°C，高温制热时，用户侧进水温度为 60°C，出水温度为 55°C，水源侧供水温度 5°C，出水温度 10°C。制冷系数 COPc 为 5.2，制热系数 COPh 为 4.5，高温制热时 COP 为 3.2。

(4) 校核机组参数指标

夏季工况：冷负荷为 660.594kW，运行全部地源热泵制冷量为 895.8kW，满足要求；

冬季工况：地源热泵承担热负荷为 538.794kW，运行全部地源热泵制冷量为 790kW，满足要求；

(5) 地埋管形式及负荷设计参数

本方案特点是夏季多联机冷却水采用地埋管直接供水，其他末端形式全部采用地源热泵系统提供冷冻水。而地埋管的一大制约条件是埋管面积，故需计算出埋管占地面积，判断是否有空地足够进行埋管，方案才可实施。

1. 地埋管形式

本次办公楼地埋管设计采用垂直式双 U 型管，每个孔内两个管为并联形式，连接方式为同程式并联。并且沈阳市冬季最低平均温度可达-16.2，极端温度为-29.4°C，为保证冬季地埋管中液体不冻结，流体在紊流状态下，不易结冰，根据《乙二醇型防冻液浓度配比》可加入浓度为 32% 乙二醇防冻液，溶液冰点为-16°C，密度为 1.044g/cm³，导热系数为 0.415W/(m·K)，比热为 3.56kJ/kg·K，粘度为 6.19mPa·s。

2. 土壤热物性参数及回填材料参数确定

根据文献《沈阳市典型岩土体组合热响应实验及结果分析》可知，建筑所在地土壤条件为：地层岩性为粉质黏土、中粗砂、砾砂、圆砾层为主，平均含水量为 23.075%，导热系数为 2.1W/m·K，平均比热容为 1.17kJ/kg·K。《地源热泵系统工程技术规范》明确指出：灌浆回填材料宜采用膨润土和细沙（或水泥）的混合浆或专用回填材料；因此回填材料为含有 20% 膨胀润土、80%SiO₂ 沙子的混合物，其导热系数为 1.64W/(m·K)。

3. 地埋管管径选择

地埋管换热器的管径应以流体压降和传热性能相协调作为选择的原则，管径的选择应

同时满足循环泵功率小和在管内产生足够的紊流两个条件。根据《地源热泵系统工程技术规程》，地埋管应采用化学稳定性好、耐腐蚀、导热系数大、流动阻力小的管材及管件，通常 U 型管管径<50mm，管内流速控制在 1.22m/s 以下，对于更大管径的管道，流速控制在 2.44m/s 以下，或把各段压力损失控制在 4 mH₂O/100m 当量长度以下。

基于以上原则，本设计采用 DN32 聚乙烯管(PE80)，内径 26mm，导热系数 0.4W/m·K，暂定钻孔孔径 160mm，孔深 100m，两孔间距 5m。

4.确定地源热泵埋管长度

根据设计负荷确定地埋管换热器的埋管长度，夏季地源热泵承担冷负荷为 413.959kW，地埋管冷却水承担冷负荷为 637.997kW，冬季设计热负荷为 492.511kW，要确定地埋管换热器的埋管长度 L，必须先确定地埋管的最大换热量，夏季最大释热量由下式计算：

$$Q' = Q_0 + N = Q_0 \times \left(1 + \frac{1}{EER}\right) \quad (5.2-1)$$

式中：

Q' ——夏季最大释热量，kW；

Q_0 ——建筑夏季计算冷负荷，kW；

N——地源热泵机组输入功率，kW；

EER——设计工况下地源热泵机组制冷系数；

冬季最大吸热量计算公式：

$$Q'' = Q_k - N = Q_2 \times \left(1 - \frac{1}{COP}\right) \quad (5.2-2)$$

式中：

Q'' ——冬季最大吸热量，kW；

Q_k ——建筑冬季计算冷负荷，kW；

N——地源热泵机组输入功率，kW；

COP——设计工况下地源热泵机组制热系数；

根据上述公式计算其夏季的排热量和冬季的取热量，见下表：

表 5.2-17 方案三冷热负荷及释热取热量(kW)

设计冷负荷	设计热负荷	夏季释热量	冬季取热量
1153.543	457.294	1123.459	342.441

由于项目室外埋管面积有限，另外考虑到土壤热平衡和初投资的问题，所以按照冬季吸热量进行埋管设计。

对竖直地理管长度的计算，可以根据土壤性质、管材、埋管方式及回填物质材料热物性等参数，采用下列公式进行计算：

制冷工况

$$L_c = \frac{1000Q_c[R_f + R_{pe} + R_b + R_sF_c + R_{sp}(1 - F_c)]}{t_{max} - t_\infty} \left(\frac{EER + 1}{EER} \right) \quad (5.2-3)$$

制热工况

$$L_h = \frac{1000Q_h[R_f + R_{pe} + R_b + R_sF_h + R_{sp}(1 - F_h)]}{t_\infty - t_{min}} \left(\frac{COP - 1}{COP} \right) \quad (5.2-4)$$

式中字母含义如下：

R_f ——流体至管道壁的对流换热热阻： $R_f = \frac{1}{\pi d_i K}$

R_{pe} ——U形管的管壁热阻： $R_{pe} = \frac{1}{2\pi\lambda_P} \ln \left(\frac{d_e}{d_e - (d_o - d_i)} \right)$

R_b ——钻孔灌浆回填材料热阻： $R_b = \frac{1}{2\pi\lambda_b} \ln \left(\frac{d_b}{d_e} \right)$

R_s ——地层热阻，即从孔壁到无穷远处的热阻：

对于单个钻孔：

$$R_s = \frac{1}{2\pi\lambda_s} I \left(\frac{r_b}{2\sqrt{\alpha\tau}} \right)$$

对于多个（N个）钻孔：

$$R_s = \frac{1}{2\pi\lambda_s} \left[I \left(\frac{r_b}{2\sqrt{\alpha\tau}} \right) + \sum_{i=2}^N I \left(\frac{x_i}{2\sqrt{\alpha\tau}} \right) \right]$$

R_{sp} ——短期连续脉冲负荷引起的附加热阻：

$$R_{sp} = \frac{1}{2\pi\lambda_s} I \left(\frac{r_b}{2\sqrt{\alpha\tau_p}} \right)$$

式中运行份额 F 是考虑热泵间歇运行的影响：

$$\text{供热运行份额 } F_h = \frac{\text{一个供热季中热泵的运行小时数}}{\text{一个供热季天数} \times 24}$$

$$\text{供冷运行份额 } F_c = \frac{\text{一个制冷季中热泵的运行小时数}}{\text{一个制冷季天数} \times 24}$$

或当运行时间取作一个月时：

$$\text{供热运行份额} F_h = \frac{\text{最冷月份运行小时数}}{\text{最冷月份天数} \times 24}$$

$$\text{供冷运行份额} F_c = \frac{\text{最热月份运行小时数}}{\text{最热月份天数} \times 24}$$

其他各字母符号的含义：

L ——地埋管换热器的竖直钻孔总长度 (m);

Q_c ——热泵机组额定的冷负荷 (kW);

Q_h ——热泵机组额定的热负荷 (kW);

COP——热泵机组供热性能系数;

EER——热泵机组制冷性能系数;

K ——流体至管道内壁的对流换热系数[W/ (m²·°C)];

r_b ——钻孔半径 (m);

λ_p ——U 型管的平均导热率[W/ (m²·°C)], 0.4W/ (m²·°C);

λ_b ——回填材料的平均导热率[W/ (m²·°C)], 取值 1.6W/ (m²·°C);

λ_s ——岩土体的平均导热率[W/ (m²·°C)], 取值 2.1W/ (m²·°C);

a ——岩土体的热扩散率 (m²/s) ;

τ ——运行时间 (s);

X_i ——第 i 个钻孔与所计算钻孔之间的距离 (m);

τ_p ——短期脉冲负荷连续运行的时间 (s);

d_i ——U 形地埋管的内径 (m), 取值 26mm;

d_o ——U 形地埋管的外径 (m), 取值 32mm;

d_b ——钻孔的直径 (m);

d_e ——U 形管的当量直径 (m); $d_e = \sqrt{n}d_o$, 对单 U 管, $n=2$; 对双 U 形管, $n=4$;

t_{max} ——制冷工况下, 地埋管换热器中传热介质的设计平均温度;

t_{min} ——供热工况下, 地埋管换热器中传热介质的设计平均温度;

T_∞ ——埋管区域岩土体的初始温度即 T (°C), 取 10.7°C;

I ——指数积分, $I(u) = \frac{1}{2} \int_u^\infty \frac{e^{-s}}{s} ds$ 。

*注：其中下标 c、h 分别为制冷工况和供热工况。

经计算：

$$R_f = \frac{1}{\pi \cdot d \cdot k} = \frac{1}{\pi \times 0.026 \times 3500} = 0.0035$$

$$R_{pe} = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_p} \ln \left[\frac{d_e}{d_e - (d_0 - d_i)} \right] = \frac{1}{2\pi \times 0.4} \ln \left[\frac{\sqrt{4} \times 0.032}{\sqrt{4} \times 0.032 - (0.032 - 0.026)} \right] = 0.039$$

$$R_b = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_b} \ln \left(\frac{d_b}{d_e} \right) = \frac{1}{2\pi \times 1.6} \ln \left(\frac{0.16}{2 \times 0.032} \right) = 0.091$$

$$R_s = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_s} \left[I \left(\frac{r_b}{2\sqrt{a\tau}} \right) + \sum_{i=2}^n I \left(\frac{x_i}{2\sqrt{a\tau}} \right) \right] = 0.217$$

$$R_{sp} = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_s} \cdot I \left(\frac{r_b}{2\sqrt{a\tau_p}} \right) = 0.097$$

$$F_c = \frac{40 \times 10}{40 \times 24} = 0.416$$

$$L_c = \frac{1000 Q_c [R_f + R_{pe} + R_b + R_s \cdot F_c + R_{sp} \cdot (1 - F_c)]}{(t_{max} - t_\infty)} \cdot \left(\frac{EER + 1}{EER} \right)$$

$$= \frac{1000 \times 562.9 \times (0.0035 + 0.039 + 0.091 + 0.217 \times 0.416 + 0.097 \times 0.584)}{27.5 - 10.7} \times \left(\frac{5.2 + 1}{5.2} + \frac{6.2 + 1}{6.2} \right)$$

$$= 15409(m)$$

计算结果如下表所示，详细计算过程见计算书。

表 5.2-18 不同工况下地埋管钻孔深度表

制冷工况	
地埋管入口温度°C	30
地埋管出口温度°C	25
设计平均温度°C	27.5
地埋管钻孔深度 m	15409
制热工况	
地埋管入口温度°C	5
地埋管出口温度°C	10
设计平均温度°C	7.5
地埋管钻孔深度 m	51952

5. 地埋管冷却水长度计算

本设计夏季多联机冷却水采用地埋管直接冷却的方式，因此也需对其埋管深度及排热量进行计算。埋管方式及管材与地源热泵相同，根据东北地区大地热流数据的分布及分析与沈阳市土地热响应测试，得到以下测试结果：

表 5.2-19 测试孔测试结果

测试土壤原始温度 (°C)	土壤平均导热系数 (W/°C)	土壤平均含水量	夏季单位管长排热量 (W/m)	冬季单位管长吸热量 (W/m)
10.7	23.07	1.54	72.17	46.09

根据《沈阳市工程地质勘察报告》和土壤热物性测试资料确定地埋管热干扰半径为 4.5m 左右，因此钻孔间距为 5.0m×5.0m，垂直地埋管长度由下式计算：

$$L = \frac{Q_c \times 1000}{q} \quad (5.2-5)$$

式中：

Q_c ——计算系统换热量，kW；

q ——地埋管单位长度换热量，W/m；

L ——地下埋管长度，m；

计算得地埋管长度为 8840m，因此根据上文计算结果，夏季地埋管总长度为 30920m，冬季为 51952m，根据参考文献《垂直 U 形地埋管换热器长度计算方法研究》，条文 8.3.4-5，当地埋管系统最大释热量和最大吸热量相差较大时，宜取其计算长度的较小者作为地埋管换热器的长度，所以本设计地埋管长度依据制冷工况选择，按打井深度 105m，埋管深度 101m，有效热井深度 100m，竖直地埋管钻孔数根据公式：

$$n = \frac{L}{4H} = \frac{L}{400} = \frac{30920}{400} = 77$$

取整数，计算的地埋管钻孔数为 77 个，实际孔数增加 10% 的余量，按 85 个设计布置，本工程地埋管换热器的钻孔数量、钻孔深度和占地面积汇总于下表：

表 5.2-20 地埋管钻孔参数表

负荷类别		孔深 101m，孔间距为 5.0m×5.0m	
放热负荷 kW	钻孔数量/个	占地面积/m ²	
1153.543	85	1666	

5.2.3.2 经济性分析

1. 初投资

表 5.2-21 方案三设备汇总表

序号	项目	型号	规格	数量	单价	合价
					万元	万元
1	地源热泵	RTwS125	制冷量 447.9kW, 制热量 (45°C) 438.2kW, 制热量 (60°C) 395kW	2	31.35	62.7

2	冷冻水泵	LYL100-200B	56.6m ³ /h,33.4m,7.5kW	3	0.396	1.02
3	冷却水泵	LYL100-160	113m ³ /h,32m,15kW	3	0.678	2.034
4	地埋管循环泵	ISWI100-200 (I)	100m ³ /h,40m,4.5kW	3	0.6	1.8
6	板式换热器	BRO28-20-DN65	换热面积 20 m ²	1	0.9	0.9
7	水冷多联机 1	MDS—W120BR5	制冷量 33.5KW	12	2	24
8	水冷多联机 2	MDS—W080BR5	制冷量 22.4KW	2	1.344	2.688
9	水冷多联机 3	MDS—W040BR5	制冷量 11.2KW	2	0.672	1.344
10	地埋管	-	-	7070m	0.001	7.07
总费用					103.556	

表 5.2-22 方案三初投资汇总

费用类型	计算过程	合价
		万元
设备费用	设备费用总和	103.56
安装费用	设备费×0.15	15.534
土建费用	250×5000	125
钻孔费	70×101×80	56.56
总费用		300.654

2.运行费用

表 5.2-23 方案三设备运行费用

季度	设备	电价时段	运行能耗	电费	合价
			kWh	元/kWh	万元
制冷季	多联机	高峰时段	12713.69	0.9528	1.21
		平谷时段	20934.63	0.6352	1.33
		低谷时段	1804.39	0.3176	0.06
	冷却水泵	高峰时段	1755.00	0.9528	0.17
		平谷时段	3045.00	0.6352	0.19
		低谷时段	435.00	0.3176	0.01
	地源热泵 1	高峰时段	8007.96	0.9528	0.76
		平谷时段	13301.70	0.6352	0.84
		低谷时段	987.44	0.3176	0.03
	地源热泵 2	高峰时段	8007.96	0.9528	0.76
		平谷时段	13301.70	0.6352	0.84
		低谷时段	987.44	0.3176	0.03
	冷冻水泵	高峰时段	1755.00	0.9528	0.17
		平谷时段	3045.00	0.6352	0.19
		低谷时段	435.00	0.3176	0.01

	地埋管循环泵	高峰时段	2574.00	0.9528	0.25
		平谷时段	4466.00	0.6352	0.28
		低谷时段	638.00	0.3176	0.02
供暖季	地埋管循环泵	高峰时段	3708.00	0.9528	0.35
		平谷时段	6462.00	0.6352	0.41
		低谷时段	891.00	0.3176	0.03
	地源热泵 1	高峰时段	20199.00	0.9528	1.92
		平谷时段	32984.50	0.6352	2.10
		低谷时段	3995.13	0.3176	0.13
	地源热泵 2	高峰时段	20199.00	0.9528	1.92
		平谷时段	32984.50	0.6352	2.10
		低谷时段	3995.13	0.3176	0.13
		耗热量		单价	总价
	冬季市政热网	395784.35kWh=1424.823GJ		60 元/GJ	8.55
总费用					24.81

表 5.2-24 方案三年运行费用汇总

费用类型	计算过程	合价
		万元
管理费用	$3 \times 120 \text{ 元/天} \times 356$	8.76
人员工资	$3 \times 100 \text{ 元/天} \times 356$	10.95
折旧费	$95\% \times \text{设备初投资}/20$ (预期运行年限)	4.92
设备维修费	$0.3 \times \text{折旧费}$	0.14
设备运行费用	/	24.81
总费用		49.58

5.2.4 太阳能-地埋管地源热泵系统

5.2.4.1 技术性分析

太阳能是一种环境友好、经济且潜能巨大的能源，但受季节、天气变化影响较大。地层温度较稳定，夏季地温比大气温度低，冬季地温比大气温度高，供冷供热成本在寒冷地区和严寒地区供热时优势更明显。地源热泵利用地浅层地热能，夏季蓄热、冬季蓄冷，浅层地热能是近年来发展较快一种可再生清洁能源，储量大分布广，具有清洁环保、用途广泛、稳定性好、可循环利用等特点，但沈阳处于严寒地区，冬季吸热量与夏季排热量不平衡，故需要辅助热源。太阳能与地源热泵结合的蓄热供热系统，可以互相弥补太阳能和地源热泵供热的缺点，实现能量的有效利用。

(1) 冷热源负荷分配策略

与方案三相比，方案四冬季末端散热器改为地板辐射，对应的热源全部采用地源热泵系统，因此夏季以地源热泵及多联机供冷，冬季以地源热泵进行供热。初步方案如下表所示：

表 5.2-25 方案四冷热源负荷分配统计

	对应房间	末端处理方式	冷热源方式	末端进出水温度(°C)	冷热源所承担负荷(kWh)
夏季	餐厅	全空气二次回风机组	土壤源热泵	7/12	127.53
	大堂	风机盘管			103.61
		新风处理机组			
	办公室、休息室、档案管理、荣誉室	风机盘管			38.49
		新风处理机组			
	球类活动室	空调箱			34.82
		新风处理机组			
	休息区、舞蹈室、健身活动室、器械活动室	风机盘管			
		新风处理机组			
	阅读室、备品室、办公室、阳光休息厅	风机盘管			
		新风处理机组			
	大会议室	全空气二次回风机组			
冬季	三至九层空调房间	水冷多联机末端	水冷多联机	-	492.95
		新风处理机组	土壤源热泵	7/12	143.37
	餐厅	全空气二次回风机组	土壤源热泵	60/50	167.87
	大堂	地板辐射		40/30	55.87
		新风处理机组		60/50	1.84
	办公室、休息室、档案管理、荣誉室	地板辐射		40/30	17.19
		新风处理机组		60/50	3.86
	球类活动室	地板辐射		40/30	38.72
		新风处理机组		60/50	5.21
	休息区、舞蹈室、健身活动室、器械活动室	地板辐射		40/30	14.58
		新风处理机组		60/50	18.91
	阅读室、备品室、办公室、阳光休息厅	地板辐射		40/30	21.55
		新风处理机组		60/50	19.32
	大会议室	全空气二次回风机组		60/50	145.70
	三至九层空调房间	地板辐射		40/30	261.73
		新风处理机组		60/50	376.40
	地下室	散热器		60/50	81.5

经计算，夏季地源热泵所承担冷负荷为 660.594kW，水冷多联机承担冷负荷为 492.949kW；冬季地源热泵承担冷负荷为 1230.24kW，其中地板辐射房间负荷为 409.64kW，新风机组、全空气机组房间以及地下室负荷为 820.607kW。可看出冬季热负荷大于夏季冷负荷，因此以冬季热负荷为依据进行计算。

（2）冷热源机组选型

依据上文负荷计算情况，根据不同末端温度要求选用地源热泵机组，按照夏季冷负荷进行选型，选用一台型号为 RTWD250HE 的高温地源热泵，一台 RTWD110HE 地源热泵机组，采用添加 32% 的乙二醇溶液作为防冻液，机组参数见下表：

表 5.2-26 方案四地源热泵机组选型

地源热泵机组型号	RTWD250HE	RTWD110HE
台数	1	1
制冷量(KW)	850.9	430.7
制热量(KW) (出水 45°C)	906.6	453.0
制冷功率(KW)	164.8	82.4
制热功率(KW)	194.6	99.3
蒸发器水管尺寸(DN)	150	127
冷凝器水管尺寸(DN)	150	127
高温制热量(KW) (出水 60°C)	831.3	410.6
高温耗电量(KW)	246.2	127.2

注：RTWD250HE 机组标准制冷工况下：用户侧供水温度：7°C，出水温度：12°C，冷源侧供水温度 30°C，出水温度 25°C。标准制热工况下：用户侧供水温度 45°C，出水温度 40°C，高温制热时，用户侧进水温度为 60°C，出水温度为 55°C，水源侧供水温度 5°C，出水温度 10°C。制冷系数 COPc 为 5.2，制热系数 COPh 为 4.6，高温制热时 COP 为 3.4。

RTWD110HE 机组标准制冷工况下：用户侧供水温度：7°C，出水温度：12°C，冷源侧供水温度 30°C，出水温度 25°C。标准制热工况下：用户侧供水温度 45°C，出水温度 40°C，高温制热时，用户侧进水温度为 60°C，出水温度为 55°C，水源侧供水温度 5°C，出水温度 10°C。制冷系数 COPc 为 5.2，制热系数 COPh 为 4.6，高温制热时 COP 为 3.2。

（3）校核机组参数指标

夏季：冷负荷：660.594kW，一台 RTWD250HE 地源热泵机组制冷量 850.9kW，满足要求；

冬季：地板辐射热负荷：409.64kW，一台 RTWD110HE 地源热泵机组制热量为 453kW，满足要求；新风处理机组及地下室散热器热负荷为 820.607kW，一台 RTWD250HE 地源热泵高温制热时制热量为 831.3kW，满足要求。

（4）地埋管形式及负荷设计参数

1. 地埋管形式

同方案三，采用垂直式双 U 型管，每个孔内两个管为并联形式，连接方式为同程式并联。防冻液为 32% 浓度乙二醇，其冰点为 -16°C，密度为 1.044g/cm³，导热系数为 0.415W/(m·K)，比热为 3.56kJ/kg·K，粘度为 6.19mPa·s。

2. 回填材料与埋管直径

同方案三，回填材料为含有 20% 膨胀润土、80% SiO₂ 沙子的混合物，其导热系数为 1.64W/(m·K)，本设计采用 DN32 聚乙烯管（PE80），内径 26mm，导热系数 0.4W/m·K，暂定钻孔孔径 160mm，孔深 100m，两孔间距暂定 5m。

3. 地理管长度计算

对竖直地理管长度的计算，根据地质勘查报告和热物性测试资料确定地理管换热器热干扰半径为 4.5m 左右，钻孔间距定为 5m×5m，采用下列公式进行计算：

制冷工况

$$L_c = \frac{1000Q_c[R_f + R_{pe} + R_b + R_sF_c + R_{sp}(1 - F_c)]}{t_{max} - t_\infty} \left(\frac{EER + 1}{EER} \right) \quad (5.2-6)$$

制热工况

$$L_h = \frac{1000Q_h[R_f + R_{pe} + R_b + R_sF_h + R_{sp}(1 - F_h)]}{t_\infty - t_{min}} \left(\frac{COP - 1}{COP} \right) \quad (5.2-7)$$

同上文计算过程一样，计算过程详见计算说明书，计算结果如下：

表 5.2-27 不同工况下地理管长度

制冷工况	
地理管入口温度°C	30
地理管出口温度°C	25
设计平均温度°C	27.5
地理管钻孔深度 m	22112.4
制热工况	
地理管入口温度°C	5
地理管出口温度°C	10
设计平均温度°C	7.5
地理管钻孔深度 m	24353.8

根据上文方案三水冷多联机埋管深度计算为 8840m，夏季地理管总长度为 30952.44m，当地埋管系统最大释热量和最大吸热量相差较大时，宜取其计算长度的较小者作为地理管换热器的长度，所以本设计地理管长度依据制热工况选择，按打井深度 105m，埋管深度 101m，有效热井深度 100m，竖直地理管钻孔数根据公式：

$$n = \frac{L}{4H} = \frac{L}{400} = \frac{24353.8}{400} = 61$$

取整数，计算的地埋管钻孔数为 61 个，实际孔数增加 10%的余量，按 70 个设计布置，平均每个能源井面积为 0.38 m^2 ，设孔间距为 5m 本工程地埋管换热器的钻孔数量、钻孔深度和占地面积汇总于下表：

表 5.2-28 方案四地埋管钻孔参数表

负荷类别	孔深 101m, 孔间距为 5m	
放热负荷 kW	钻孔数量/个	占地面积/ m^2
1230.247	70	1374

本次设计办公楼南侧有一空地，面积约为 2000 m^2 ，理论上足够布置这个数量的地埋管。结合图纸将地埋管分布分为四组，如下图所示：

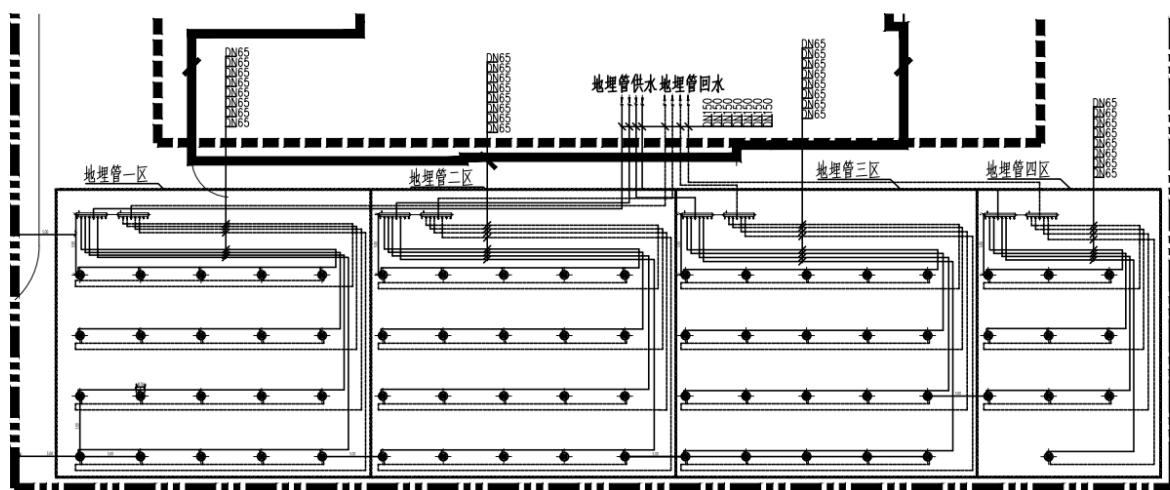


图 5.2-1 地埋管布置平面图

5.2.4.2 经济性分析

1、初投资

供冷季 3-9 层末端采用多联机，由地埋管向多联机提供冷却水，多联机承担冷负荷 409.64 kW ，地源热泵为全空气处理机组、新风处理机组提供 7°C 冷冻水。过渡季太阳能集热器集热向地埋管蓄热，冬季由地源热泵与太阳能集热系统共同承担，为全空气处理机组、新风处理机组提供 60°C 热水，为地板辐射提供 40°C 热水，查阅文献可知，在集热面积充足的理想情况下，沈阳市季节蓄热太阳能保证率为 $40\%-50\%$ ，但在本次设计中，因场地有限，集热面积只有 595 m^2 ，其集热面积与供暖面积之比较小，故取太阳能保证率为 20% 。考虑到太阳能不稳定性，为保证冬季最大热负荷下建筑仍能正常运行，选择一台 RTwD250HE 地源热泵，一台 RTwD110HE 地源热泵，其参数如下：

表 5.2-29 方案四地源热泵参数表

地源热泵型号	台数	制冷量	输入功率	制热量 (45℃)	输入功率	制热量 (60℃)	输入功率
		KW	KW	KW	KW	KW	KW
RTwD250HE	1	850.9	164.8	906.6	194.6	831.3	246.2
RTwD110HE	1	430.7	82.4	453	99.3	410.6	127.2

表 5.2-30 方案四设备选型表

序号	项目	型号	规格	数量	单价	合价
					万元	万元
1	真空管集热器	全玻璃真空管	Φ 58×1800mm×25	34	0.3	10.2
2	直供换热器	BRO28-13-Dn80	13 m ² , DN80	1	0.648	0.648
3	集热器循环泵	LYL65-200A	23.5m ³ /h, 44m, 7.5kW	2(1 用 1 备)	0.141	0.282
4	蓄热水箱	304 不锈钢组合水箱	60m ³ , 3×4×5	1	0.8	0.8
5	蓄热换热器	BRO21-10-DN65	换热面积 10 m ²	2	0.52	1.04
6	地源热泵 1	RTWD250HE	制冷量 850.9kW, 制热量 (45℃) 906.6kW, 制热量 (60℃) 831.3KW	1	59.56	59.56
7	地源热泵 2	RTWD110HE	制冷量 430.7kW, 制热量 (45℃) 453kW, 制热量 (60℃) 410.6KW	1	30.1	30.1
8	冷却水泵	LYL100-160	113m ³ /h, 32m, 15kW	2(1 用 1 备)	0.678	1.356
9	冷冻水泵	LYL65-200 (I) B	56.6m ³ /h, 33.4m, 7.5kW	3(2 用 1 备)	0.339	1.017
10	地理管	-	-	7070m	0.001	7.07
11	地理管循环泵	ISWI100-200 (I)	100m ³ /h, 40m, 4.5kW	3(2 用 1 备)	0.6	1.8
12	水冷多联机 1	MDS—W120BR5	制冷量 33.5KW	12	2	24
13	水冷多联机 2	MDS—W080BR5	制冷量 22.4KW	2	1.344	2.688
14	水冷多联机 3	MDS—W040BR5	制冷量 11.2KW	2	0.672	1.344
总费用						141.105

表 5.2-31 方案四初投资汇总

费用类型	计算过程	合价
		万元
设备费用	设备费用总和	141.1
安装费用	设备费×0.15	21.165
土建费用	250×5000	125
钻孔费	70×101×80	56.56
总费用		343.825

2、运行费用

表 5.2-32 方案四设备运行费用

季度	设备	电价时段	运行能耗	电费	总价
			kWh	元/kWh	万元
夏季	水冷多联机	高峰时段	12713.69	0.9528	1.21
		平谷时段	20934.63	0.6352	1.33
		低谷时段	1804.39	0.3176	0.06
	冷却水泵	高峰时段	1755.00	0.9528	0.17
		平谷时段	3045.00	0.6352	0.19
		低谷时段	435.00	0.3176	0.01
	地源热泵 1	高峰时段	11883.50	0.9528	1.13
		平谷时段	19535.60	0.6352	1.24
		低谷时段	1364.86	0.3176	0.04
冬季	冷冻水泵	高峰时段	1755.00	0.9528	0.17
		平谷时段	3045.00	0.6352	0.19
		低谷时段	435.00	0.3176	0.01
	地埋管循环泵	高峰时段	1053.00	0.9528	0.10
		平谷时段	1827.00	0.6352	0.12
		低谷时段	261.00	0.3176	0.01
	集热器循环泵	高峰时段	3090.00	0.9528	0.29
		平谷时段	5383.00	0.6352	0.34
		低谷时段	742.50	0.3176	0.02
	地埋管循环泵	高峰时段	3708.00	0.9528	0.35
		平谷时段	6462.00	0.6352	0.41
		低谷时段	891.00	0.3176	0.03
	地源热泵 1	高峰时段	32110.96	0.9528	3.06
		平谷时段	52214.47	0.6352	3.32
		低谷时段	6246.68	0.3176	0.20
	地源热泵 2	高峰时段	12447.75	0.9528	1.19
		平谷时段	20204.31	0.6352	1.28
		低谷时段	2403.56	0.3176	0.08
总费用				16.56	

表 5.2-33 方案四年运行费用汇总

费用类型	计算过程	总费用
		万元
管理费用	$3 \times 120 \text{ 元/天} \times 356$	8.76
人员工资	$3 \times 100 \text{ 元/天} \times 356$	10.95

折旧费	$95\% \times \text{设备初投资}/20$ (预期运行年限)	6.39
设备维修费	$0.3 \times \text{折旧费}$	0.19
设备运行费用	/	16.56
	总费用	42.85

5.3 工程经济性分析

下表为四种方案初投资与运行费用汇总，本章节将利用全生命周期法，计算全生命周期费用对四种方案进行工程经济性分析，选出最优方案。

表 5.3-1 四种方案初投资与运行费用汇总

项目	P1	P2	P3	P4
	冷水机组+市政管网	冷水机组+燃气锅炉	市政管网+地源热泵复合系统	太阳能+地源热泵复合系统
初投资 (万元)	250.72	279.64	300.65	343.80
年运行费用 (万元)	74.38	109.42	49.58	42.85

5.3.1 投资回收期计算

投资回收期法（PPM）是以初始投资最低的一种方案为基准，通过其他项目所得的年净收益，来计算偿还超过原始投资所需要的年限，以支出除以年收益计算得出投资回收期。

表 5.3-2 方案 3 与方案 4 较方案 1 投资回收期对比

方案	P3	P4
增加初投资 (万元)	49.93	93.08
年节省运行费用 (万元)	24.80	31.53
投资回收期 (年)	2.01	2.95

冷水机组+燃气锅炉的年运行费用最高，因此不考虑此方案，以冷水机组+市政热网为基准，计算市政热网+地源热泵和太阳能-地埋管地源热泵系统的投资回收期，分别为 2.01 年和 2.95 年。

表 5.3-3 方案 4 较方案 3 投资回收期

方案	P4
增加初投资 (万元)	43.15
年节省运行费用 (万元)	6.73
投资回收期 (年)	6.41

两方案投资回收期相差不到一年，因此再计算太阳能-地埋管地源热泵系统较市政热网+地源热泵的投资回收期，计算结果为 6.41 年。

5.3.2 全生命周期费用计算

全生命周期费用为项目生命周期内初投资与运行费用之和，反应了项目的运行情况，可以综合全面的评价冷热源系统的经济性。

$$LCC = \sum_{t=0}^n \frac{CO_t}{(1+i_0)^t} \quad (5.3-1)$$

式中：

CO_t ——第 t 年费用， CO_0 为项目初投资；

n ——计算期（项目的生命周期），暖通空调项目取 20 年；

i_0 ——基准折现率，取 10%。

表 5.3-4 全生命周期费用计算结果

项目	P1	P2	P3	P4
初投资（万元）	250.72	279.64	300.65	343.80
年运行费用（万元）	74.38	109.42	49.58	42.85
全生命周期费用（万元）	883.91	1211.19	722.76	708.61

5.3.3 结果分析

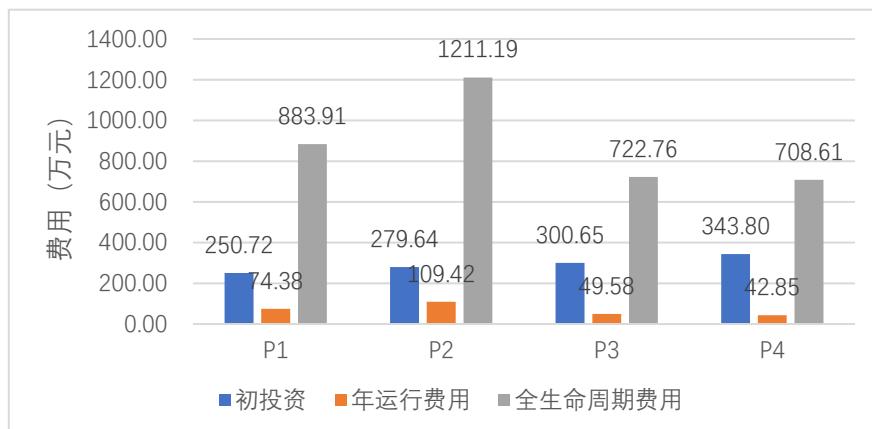


图 5.3-1 各方案工程经济性分析柱状图

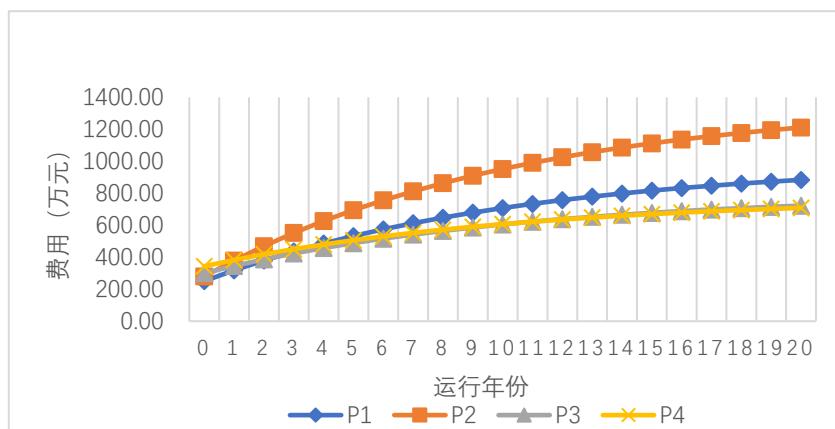


图 5.3-2 各方案逐年累加费用比较图

冷水机组+市政热网全生命周期费用为 883.91 万元，冷水机组+燃气锅炉全生命周期费用为 1211.19 万元，市政热网地源热泵全生命周期费用为 722.76 万元，太阳能-地埋管地源热泵系统全生命周期费用为 708.61 万元，对比全生命周期费用最低的两种方案，虽然太阳能-地埋管地源热泵系统初投资高，但在 6.41 年内可补偿增加的投资成本。由上述结果可得结论：太阳能-地埋管地源热泵系统更具经济效益。

5.4 太阳能-地埋管地源热泵系统设计

5.4.1 设计背景

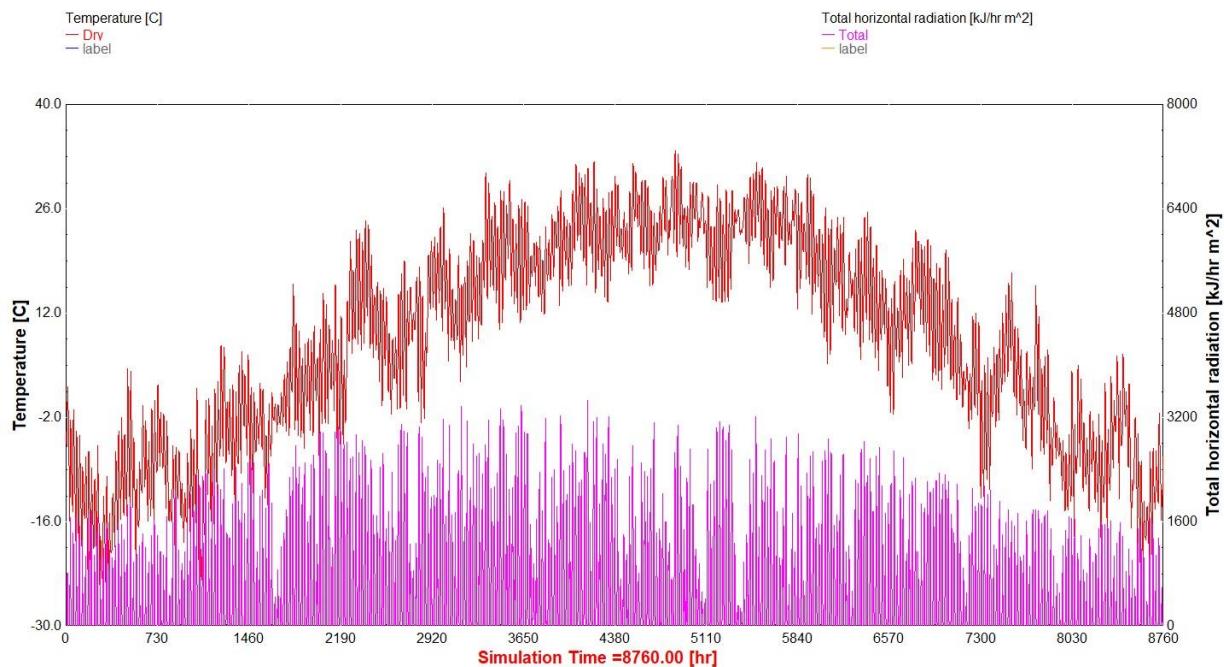
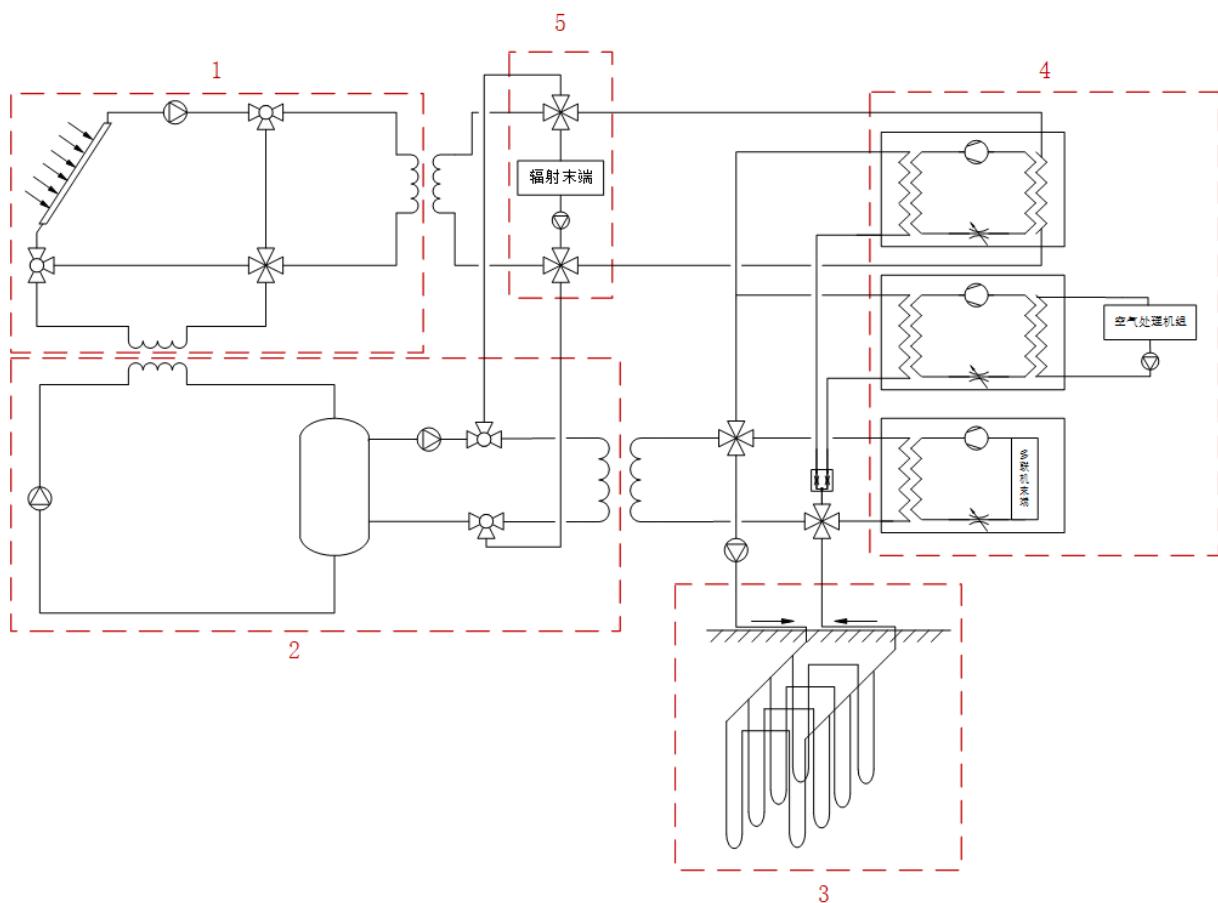


图 5.4-1 沈阳市逐时干球温度与逐时总水平辐射强度

沈阳地区水平面全年总辐照量为 4796.3 MJ/m^2 ，位于太阳能较适宜区，上图为逐时干球温度与逐时总水平辐射强度之间的关系，可以看出在不需要供暖的空调季太阳辐射强度较大，而干球温度较低的供暖季能接收的太阳辐射反而较小，在时间上存在不稳定性，故需要通过蓄热系统将太阳能贮存起来供供暖季使用。而土壤则是一个巨大的蓄热体，但由于建筑冷热负荷不匹配，易出现土壤热失衡，土壤温度逐年降低的现象，若能将太阳能供暖系统与地源热泵系统结合起来，将太阳能通过土壤贮存起来，供冬季使用，便能结合两种系统的优点，使太阳能得到最大化的利用，本次设计根据以上设计背景，结合实际建筑，提出了一种太阳能-地埋管地源热泵系统。

5.4.2 系统设计与运行原理

太阳能-地埋管地源热泵系统共由五个子模块组成，分别是太阳能集热模块，短期蓄热模块，地埋管蓄热模块，热泵机组模块，辐射末端模块。



1-太阳能集热模块；2-短期蓄热模块；3-地埋管蓄热模块；

4-热泵机组模块；5-辐射末端模块

图 5.4.2 太阳能-地埋管地源热泵系统示意图

由于沈阳地区冬季室外干球温度低于水的凝固点，因此需考虑太阳能集热系统与地埋管蓄热系统的防冻需求，故太阳能集热模块与地埋管蓄热模块中介质均为 32% 的乙二醇溶液，短期蓄热模块与末端模块的介质为水。

根据《太阳能供热采暖工程技术规范 GB 50495-2009》中对严寒地区集热系统运行方式的规定，本次设计采用间接系统，即太阳能集热系统使用换热器的方式与其它模块间接连接，由于太阳能系统很难达到足够高的水温以满足散热器的温度需求，故末端采暖系统选用低温热水地板辐射系统，系统蓄热采用短期蓄热与季节蓄热相结合的蓄热模式，短期蓄热即将太阳能集热器收集到的热量储存在短期蓄热水箱中，季节蓄热即通过太阳能集热器与短期蓄热水箱及地埋管的循环将收集到的热量传输至地下土壤中。

下面将分别介绍五个模块的设备组成与运行模式的简析：

5.4.2.1 太阳能集热模块

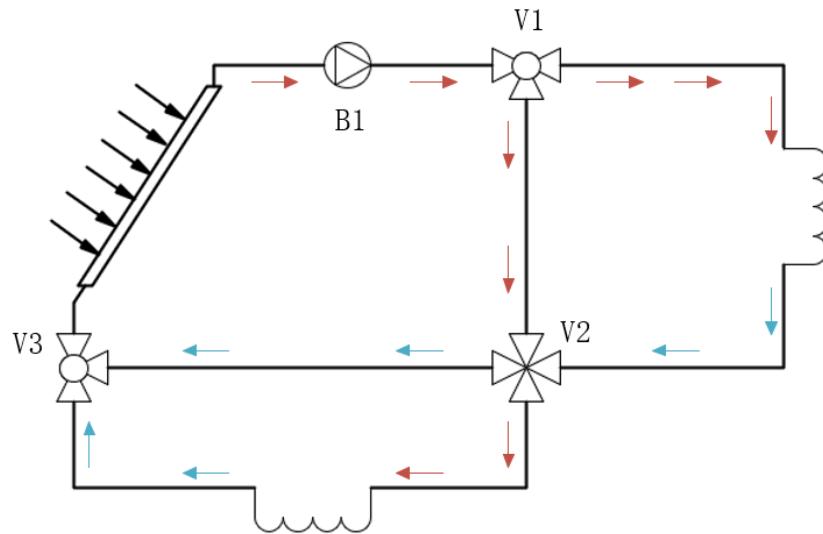


图 5.4-3 太阳能集热模块示意图

太阳能集热模块主要由太阳能集热器和太阳能集热循环泵 B1 以及两个三通阀 V1, V3 与一个四通阀 V2 组成，通过换热器与短期蓄热模块和辐射末端模块间接连接，其中太阳能集热模块共有四种运行模式，具体模式如下表所示：

表 5.4-1 太阳能集热模块运行模式

适用季节	运行模式	模式说明	实现方式
全年	水箱蓄热模式	利用下侧换热器向短期蓄热模块传热	控制 V1,V2,V3, 开启 B1, 实现蓄热循环
供暖季	直供末端模式	利用右侧换热器向辐射末端模块传热	控制 V1,V2,V3, 开启 B1, 实现供热循环
供暖季	蓄热直供联合模式	同时开启下侧与右侧换热器的环路	调整 V1,V2,V3 的开度, 开启 B1, 同时实现蓄热与供热循环
供暖季	防冻模式	利用下侧换热器从短期蓄热模块中获取热量	控制 V1,V2,V3, 开启 B1 与短期蓄热模块中 B2

5.4.2.2 短期蓄热模块

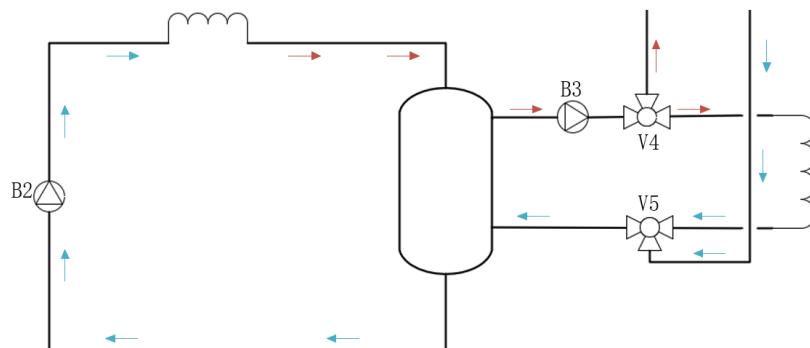


图 5.4-4 短期蓄热模块示意图

短期蓄热模块作为太阳能集热模块与地埋管蓄热模块的缓冲模块，在系统运行中发挥着重要的作用。短期蓄热模块由短期蓄热循环泵 B2，长期蓄热循环泵 B3，短期蓄热水箱组成，通过换热器与太阳能集热模块和地埋管蓄热模块间接连接，短期蓄热模块共有四种运行模式，具体模式如下表所示：

表 5.4-2 短期蓄热模块运行模式

适用季	运行模式	模式说明	实现方式
空调季	生活热水模式	空调季蓄热能量为建筑提供生活热水	开启 B2 循环泵，水箱接入生活热水循环
过渡季 供暖季	地埋管蓄热模式	采用温差控制法，将短期蓄热量输入到地埋管中	调整 V3,V4 为换热模式,同时开启 B2,B3 循环泵
供暖季	水箱直供模式	若蓄热水箱温度>40°C，则直供末端	调整 V3,V4 为直供模式,同时开启 B2,B3 循环泵
供暖季	防冻模式	利用冬季白天蓄热量为夜间太阳能集热模块输入热量实现防冻	开启 B2 循环泵

5.4.2.3 地埋管蓄热模块

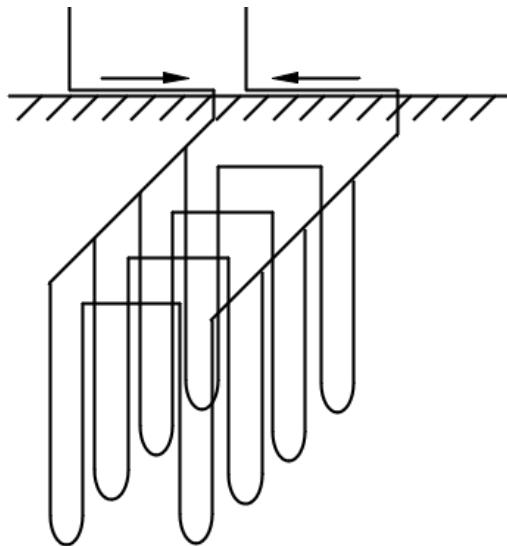


图 5.4-5 地埋管蓄热模块示意图

地埋管蓄热模块是跨季节蓄热的主体部分，土壤是一个巨大的蓄热体，其中的浅层地热资源是理想的可再生能源。地埋管蓄热模块主要由地埋管循环泵与地埋管组成，地埋管与短期蓄热模块间接连接，这样就可以实现短期蓄热转化成长期蓄热。

另一方面，地埋管直接连接热泵及水冷多联机的冷却水系统，空调季热泵机组及水冷多联机机组的冷凝热就可以释放到地下并储存起来供冬季取用。地埋管部分水系统详见水系统计算章节。

5.4.2.4 热泵机组模块

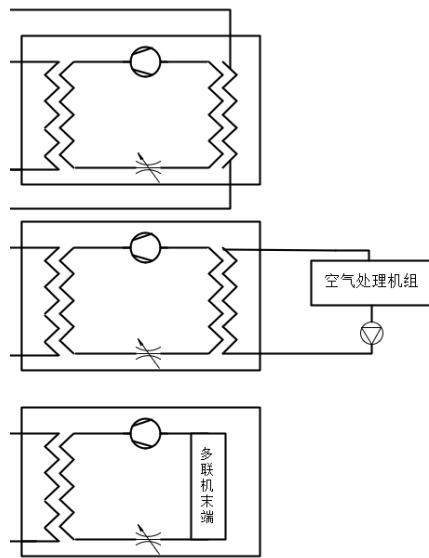


图 5.4-6 热泵机组模块示意图

热泵机组是一个可控的品位提升装置，通过与地理管的联合运行，能为建筑提供相应的冷量或热量。由于不同末端所需的冷冻水/热水温度不相同，热泵机组模块主要分为三种设备，即为辐射末端提供冷/热量的热泵机组 HP_1 ，为新风处理机组与全空气处理机组提供冷/热量的热泵机组 HP_2 ，为多联机末端提供冷量的水冷多联机主机。

5.4.2.5 辐射末端模块



图 5.4-7 辐射末端模块示意图

辐射末端需求的能源品位相对较低，故可以充分利用太阳能产生的低品位热能，因此是一种理想的节能末端形式，通过太阳能与地源热泵的联合运行，可大大节省系统的运行成本。

本次设计辐射末端的供回水温度为 $40/30^{\circ}\text{C}$ ，辐射末端模块主要由末端装置和热水循环泵组成。

由于辐射末端升温时间较慢且冬季不使用时存在冻结风险，故即使在无人使用的夜间依然需要供给热水，称之为值班供暖模式，具体控制策略另作章节阐述。

本节简要介绍了太阳能-地埋管地源热泵系统的系统组成与各模块的工作模式，具体运行与控制策略详见第七章。

5.5 太阳能供暖工程效益分析

太阳能供热采暖工程的静态回收期：

$$Y_t = A / SAV \quad (5.5-1)$$

式中：

Y_t ——太阳能供热采暖工程的静态回收期（年）；

A ——太阳能供热采暖工程总投资（元）；

SAV ——工程年节约费用（元）。

太阳能供暖采暖系统的费效比：

$$B = A / (\Delta Q_{\text{save}} \times n) \quad (5.5-2)$$

式中：

B ——系统费效比（元/kWh）；

n ——分析节省费用的年限，可取 10—15 年。

太阳能供热采暖系统的二氧化碳减排量：

$$\Delta Q_{\text{co}_2} = \frac{\Delta Q_{\text{save}} \times n}{W \times Eff} \times F_{\text{co}_2} \quad (5.5-3)$$

式中：

ΔQ_{co_2} ——系统寿命周期内的二氧化碳减排量（kg）；

ΔQ_{save} ——太阳能供热采暖工程的年常规能源替代量（MJ）；

W ——标准煤热值，29.308MJ/kg；

F_{co_2} ——碳排放因子（天然气碳排放因子为 1.481）；

由上式计算可得本工程静态回收期为 6.41 年，费效比为 1.9%，系统寿命周期内的二氧化碳减排量为 529.2t。由计算结果可以看出，本工程利用太阳能这一可再生能源不仅具有经济效益，还能为我国低碳建设产生积极作用。将太阳能与浅层地热能这两种可再生能

源结合起来利用，有效地解决了地源热泵单独使用造成的土壤热不平衡现象，在过渡季将多余的太阳能热量储存在地下土壤中供冬季使用，比单一使用地源热泵节能效益高得多。

5.6 本章小结

本章通过对建筑现有能源与可利用可再生能源的分析，初步选定了可采用的冷热源方案，对备选方案进行了技术性与经济性的分析，并采用全生命周期费用计算进行了工程经济性的分析，最终选用了太阳能-地埋管地源热泵系统，针对该冷热源系统进行了效益分析，结果表明太阳能-地埋管地源热泵系统具有较好的经济效益，并在系统寿命周期内实现较大的碳减排量。

第六章 输配系统设计与计算

输配系统连接冷热源与末端，是本次设计的重要组成部分，输配系统如同人类身体中的血管，在建筑中将热量与冷量由冷热源传至各个房间末端，在暖通空调能耗组成中，动力设备是一个耗能大户，故在设计阶段尽可能采用适宜的技术降低输配系统能耗便显得尤为重要，本章将本建筑的输配系统分为地埋管侧水系统，太阳能侧水系统，冷热源机房设备侧水系统及用户侧的水系统，在介绍设计理念的同时，分别进行系统的水力设计计算。

6.1 地埋管侧输配系统设计

6.1.1 地埋管输配系统计算

(1) 地埋管输配系统计算原则

本次地埋管水系统设计主要原则是以提高管网水力稳定性为前提，同时考虑经济、流速等因素，在满足输送设计流量的前提下，尽量使阻力损失和水流噪声小，以获得经济合理的效果。干管的管径适当选大一些，支管的管径适当选小一些，尽量使支管的阻力占环路总阻力的 70%左右。在计算完各个环路阻力后，尽可能使各环路阻力不平衡率在 15%以下。

(2) 地埋管输配系统水力计算

根据《地源热泵系统工程技术规范》，地埋管压力损失可按下列公式进行计算：

1、确定管内流体的流量、公称直径和流体特性。

2、根据公称直径，确定地埋管的内径。

3、计算地埋管的断面面积 A：

$$A = \frac{\pi}{4} \times d_j^2 \quad (6.1-1)$$

式中：

A——地埋管的断面面积， m^2 ；

d_j ——地埋管的内径，m。

4、计算管内流体流速：

$$V = \frac{G}{3600 \times A} \quad (6.1-2)$$

式中：

V——管内流体的流速，m/s；

G——管内流体的流量， m^3/h 。

计算管内流体的雷诺数 Re , Re 应该大于 2000, 确保紊流:

$$Re = \frac{\rho V d_j}{\mu} \quad (6.1-3)$$

式中:

Re ——管内流体雷诺数;

ρ ——管内流体的密度, kg/m^3 ;

μ ——管内流体的动力黏度, Ns/m^2 。

管段沿程阻力 P_y :

$$P_d = 0.158 \times \rho^{0.75} \times \mu^{0.25} \times d_j^{-1.25} \times V^{1.75} \quad (6.1-4)$$

式中:

P_y ——计算管段的沿程阻力, Pa ;

P_d ——计算管段单位管长的沿程阻力, Pa ;

L ——计算管段的长度, m 。

计算管段局部阻力 P_j :

$$P_j = P_d \times L_j \quad (6.1-5)$$

式中:

P_j ——计算管段的局部阻力, Pa ;

L_j ——计算管段管件的当量长度, m 。

计算管段总阻力 P_z :

$$P_z = P_j + P_d \quad (6.1-6)$$

式中:

P_z ——计算管段的总阻力, Pa 。

计算结果

本次办公楼地理管的埋管深度为 100m, 选用同程式布管方式, 以最远环路的一个竖井为研究对象, 进行地理管水力计算, 地理管系统连接方式见下图, 计算结果如下:

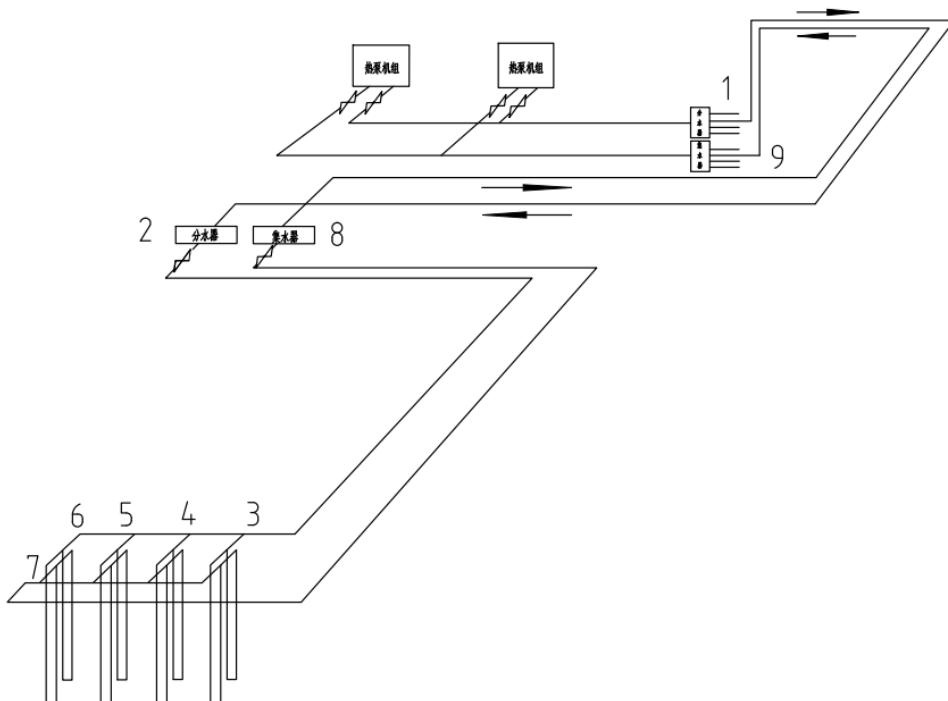


图 6.1-1 地埋管循环水力计算图

冬季地埋管的流量为：

$$G'_s = 0.86 \times (Q_R + N) / \Delta t_{s,d} \quad (6.1-7)$$

式中：

Q_R ——地源热泵机组总制热量，kW；

N ——地源热泵机组总耗电功率，kW；

$\Delta t_{s,d}$ ——冬季地源水进出水热泵机组温差， $^{\circ}\text{C}$ ；

经计算得： $G'_s = 172.7 \text{ m}^3/\text{h}$, 根据钻孔个数 85 个, 单根地埋管总流量为 $172.7 \div 85 \div 2 = 1.01 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

管段 1-2:

流量 $G = 2 \times 20 \times 2 = 80 \text{ m}^3/\text{h}$, 因加入 32% 的乙二醇防冻剂, 流量需乘以修正系数 1.1, 计算得 $88 \text{ m}^3/\text{h}$, 选取 DN150 的管子, 地埋管的断面积为

$$A = 3.14 \times 0.15 \times 0.15 / 4 = 0.017 \text{ m}^2, \text{ 流速 } V = 88 / (3600 \times 0.017) = 1.4 \text{ m}^3/\text{s}.$$

管内流体密度取 1044 kg/m^3 , 流体的动力黏度取 $6.19 \times 10^{-3} \text{ Ns/m}^2$ 。则管内流体的雷诺数为 $Re = 18409$, 则管段 1-2 的沿程阻力为:

$$P_d = 0.158 \times 1044^{0.75} \times (6.19 \times 10^{-3})^{0.25} \times 0.15^{-1.25} \times 1.4^{1.75} = 157.114 \text{ Pa/m}$$

$$P_y = 157.114 \times 99.57 = 15643 \text{ Pa} = 15.643 \text{ kPa}$$

管段 1-2 的当量长度为 4 个 90 度弯头之和为 16m, 则管段 1-2 的局部阻力:

$$P_j = P_d \times L_j = 157.114 \times 16 = 2513.824 \text{Pa} = 2.513 \text{kPa}$$

总阻力 P_z 为：

$$P_z = P_j + P_y = 2513.8 + 15643 = 18156.8 \text{Pa}$$

管段 1-2 的总阻力 P_z 乘以修正系数 1.257 为 22823Pa；其余管段计算方法同上，计算结果如下：

表 6.1-1 地埋管循环水最不利环路水力计算表

管段编号	流量	推荐流速	管长	实际流速	管径 DN	当量长度	Pd	局部阻力	沿程阻力	总阻力	合计
	(m³/h)	m/s	m	m/s	mm	m	Pa/m	Pa	Pa	Pa	Pa
1-2	88	1.4	99.57	1.4	150	16	157.114	2513.8	15643	22823	22823
2-6	16	1.4	58.71	1.3	65	12.9	446.87	5764.6	26235	40224	42507.4
6-7	2	0.8	200	0.7	32	5.1	322	1642.4	64400	83015	125522.4
7-8	16	1.3	60.86	1.4	65	9.2	446.87	4111.2	27196	31307	156830.1
8-9	88	1.2	101.5	1.28	125	16	157.114	2513.8	15947	23205	180035.4

*注：计算过程中各阻力与流量都以乘以修正系数。

机房内地源侧循环水管采用镀锌钢管，机组侧管径与机组冷凝器接口管径相等，查阅样本，取 DN150 管径，分集水器侧取 DN150 管径，计算可知机房内管段阻力为 5484Pa，机组冷凝器侧水阻为 168.2kPa。分集水器预留 1.5mH₂O 阻力，最不利管路总阻力约为 38mH₂O，流量为 280m³/h。

(4) 地埋管循环水泵选型

地埋管循环水系统采用一次泵定流量系统，采用两用一备的形式，依照上述参数，因管内为 32%乙二醇溶液，选用三台格 ISWH 卧式化工离心泵，水泵的参数选型下表。

表 6.1-2 地埋管循环水泵选型

型号	台数	流量 m³/h	扬程 m	额定功率 kW	工作点效率%
200S-42	3	280	42	37.7	85

6.1.2 地埋管管材承压能力校核

地埋水加入防冻液后的密度=1044 kg/m³，重力作用下的静压为

$$\rho gh = 1044 \times 9.8 \times (100 + 0.5) = 1.028 \text{MPa}$$

水泵扬程的一半为 21mH₂O，即 0.21MPa；因此管路最大压力为：

$$P=1.028+0.21=1.238 \text{MPa}$$

选用聚乙烯管道（PE-80）额定承压能力为 1.25MPa，满足要求。

6.1.3 地埋管一、二级分集水器设计

(1) 分集水器管径计算

根据《实用供热空调手册》，计算分集水器集管的管径与长度。以地埋管一级分水器为例计算分集水器集管直径：分集水器上接 4 根 DN125mm 管道，其内径为 158mm，2 根 DN250mm 管道，其内径为 260mm，管内流速为 1.2m/s，其断面积为：

$$A = \frac{1}{4} \times \pi \times d^2 = \frac{1}{4} \times \pi \times 158^2 = 19359 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{1}{4} \times \pi \times d^2 = \frac{1}{4} \times \pi \times 260^2 = 53066 \text{ mm}^2$$

连接管的断面为 $\sum A = 53066 \times 2 + 19359 \times 4 = 183568 \text{ mm}^2$ ，取集管断面平均流速为 1.0m/s，则根据公式 $\sum A_{\text{管道}} \times 1.2 = A_{\text{筒体}} \times 1.0$ ，可以求出 $A_{\text{筒体}} = 0.22 \text{ m}^2$ ，则 $D = \sqrt{\frac{4 \times A_{\text{筒体}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.086}{\pi}} = 0.53 \text{ m}$ ，所以筒体直径为 0.53m。

分集水器长度计算

筒体长度 L 的计算公式如下：

$$L = 130 + L_1 + L_2 + L_3 + \dots + L_4 + 120 + 2h \quad (6.1-8)$$

式中：

$L_1, L_2, L_3, \dots, L_i$ ——接管中心距，mm，按《实用供热空调设计手册》表 26.8-1 确定；

h ——分集水器封头壁厚，这里取 6mm。

以地埋管一级分水器为例代入数据得： $130 + 158 + 120 + 158 + 158 + 120 + 260 + 158 + 120 + 260 + 120 + 158 + 260 + 120 + 158 + 158 + 120 + 12 = 3008 \text{ mm}$ ，选取 DN426×9 无缝钢管。同理可得地埋管侧二级分集水器长度，结果如下：

表 6.1-3 地埋管一二级分集水器计算结果

分集水器名称	管径 mm	筒体长度 mm
地埋管一级分集水器	530	3008
地埋管二级分集水器（接 6 根管）	216	1852.1
地埋管二级分集水器（接 6 根管）	184	1686

6.2 太阳能侧输配系统设计

6.2.1 太阳能集热器选择与排布

太阳能采暖的关键部件是太阳能集热器，选择适合的太阳能集热器类型是太阳能采暖稳定运行的关键。确定集热器类型应根据太阳能集热系统在一年中的运行时间、运行期间最低温度等因素确定，下表列举最常见三种集热器类型：

表 6.2-1 太阳能集热器类型

运行条件	集热器类型		
	平板型	全玻璃真空管型	热管式真空管型
运行期内最低环境温度	高于 0°C	可用	可用
	低于 0°C	不可用 (1)	可用 (2)

注: (1) 采取防冻措施后可用。(2) 如不采取防冻措施, 应注意最低环境温度及阴天持续时间。

考虑到沈阳位于严寒地区, 冬季环境温度长期处于零下, 故选择全玻璃真空管集热器, 并且采取防冻措施, 在集热循环系统内使用 30%乙二醇水溶液作为传热工质, 选型参数如下表:

表 6.2-2 集热器型号参数表

型号	集热面积	真空管		
	m ²	Φ(mm)	L(mm)	Q _{ty} (pcs)
IPERBA (B) 581825	3.5	58	1800	25

集热器采用竖单排全玻璃真空管集热器, 分裙房和主楼两个循环系统, 排列方式为串并混连, 各排之间相互并联, 排之内各集热器之间串联, 每排 5 组太阳能集热器, 为保持水力平衡, 并联集热器之间均为同程式连接。循环系统 1 共 18 排集热器并联, 循环系统 2 共 16 排集热器并联。集热器中媒介为质量浓度为 30%的乙二醇水溶液。

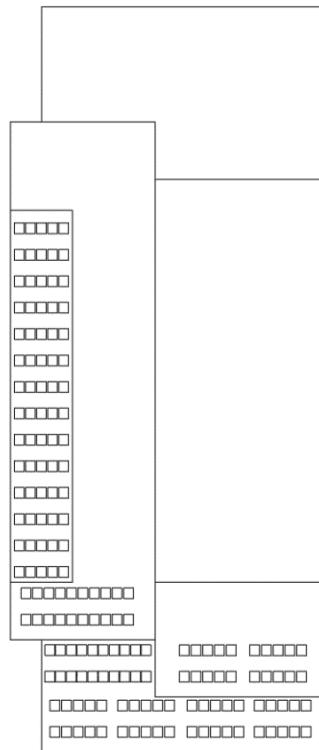


图 6.2-1 太阳能集热器屋顶布置图

6.2.2 太阳能集热系统水力计算

本小节以 1-2 管段为例列出计算过程，其余管段水力计算以表格形式汇总。

1、绘制太阳能集热系统水系统草图，找出最不利环路并标号。

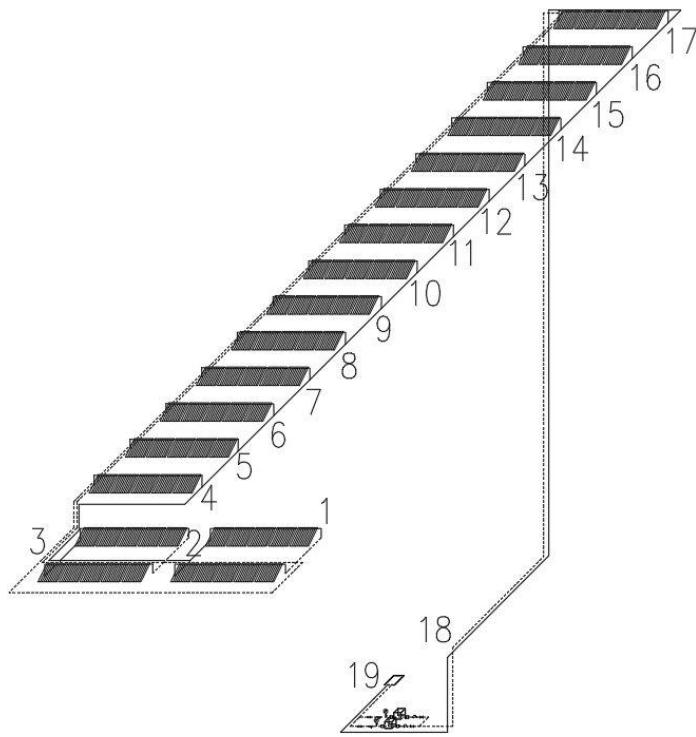


图 6.2-2 集热系统最不利环路系统图

2、根据每段管路上的集热面积确定流量，对于平板型和全玻璃真空管集热器，推荐采用 $0.015\text{L}/\text{s}\cdot\text{m}^2 \sim 0.02\text{L}/\text{s}\cdot\text{m}^2$ （以集热器集热面积计算），取 $0.016\text{L}/\text{s}\cdot\text{m}^2$ 。1-2 管段上有 5 块太阳能集热板，其集热面积为 $5 \times 3.5 = 17.5\text{m}^2$,此段流量为

$$G = A \times 0.000016 = 0.00028\text{m}^3 / \text{s}$$

30%乙二醇溶液在 40°C 下的密度为 1041.26kg/m^3 ，所以

$$G=0.00028\times3600\times1041.26=1049.59\text{kg/h}$$

3、采用假定流速法，根据推荐流速确定管径：

$$d = \sqrt{\frac{4G}{\pi v}} \quad (6.2-1)$$

式中：

d ——管道直径， m；

G ——设计流量， m^3/s ；

v ——推荐流速，取 1m/s 。（循环管路应按 $v=0.2\sim0.5\text{m/s}$ 的设计流速选取其管径；热水

管路应按 $v=1.0\text{m/s}$ 的设计流速选取其管径。)

$$\begin{aligned} \text{1-2 管段计算管径为 } d &= \sqrt{\frac{4G}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.00028}{\pi \times 1}} = 0.0189\text{m}, \text{故选择 } 20\text{mm 管径水管, 实际流速 } \\ v &= \frac{4G}{\pi d^2} = 0.89\text{m/s} \end{aligned}$$

3. 计算最不利环路总阻力

太阳能采暖系统管道单位长度沿程阻力（水头损失）计算公式如下：

$$i = 105 C_h^{-1.85} d^{-4.87} q^{1.85} \quad (6.2-2)$$

式中：

i ——管道单位长度水头（压力）损失,kPa/m;

d ——管道计算内径,mm;

q ——管道设计流量, m^3/s ;

C_h ——海登-威廉系数，本工程采用不锈钢管，取 130。

$$i = 105 C_h^{-1.85} d^{-4.87} q^{1.85} = 105 \times 130^{-1.85} \times 0.02^{-4.87} \times 0.00028^{1.85} \times 1000 = 648.07\text{Pa/m},$$

1-2 管段长度为 10.815m, 所以沿程阻力 $\Delta P_j = i \times L = 648.07 \times 10.815 = 7008.85\text{Pa}$ 。

查《实用供热空调设计手册》（第二版.1）表 26.5-2，确定局部阻力系数：截止阀 0.5，

总局部阻力系数 $\sum \zeta = 0.5$ 。

此管段动压

$$P = \frac{\rho v^2}{2} = \frac{1041.26 \times 0.89^2}{2} = 414.38\text{Pa}$$

$$\Delta P_j = \sum \zeta \times P = 207.19\text{Pa}$$

最不利环路总阻力为

$$\Delta P_{1-2} = \Delta P_y + \Delta P_j = 7216.04\text{Pa}$$

其余管段水力计算汇总见计算说明书。

表 6.2-3 集热循环系统 1 最不利管路阻力汇总

流量	管路系统阻力	换热器阻力	总压降
m^3/h	kPa	kPa	mH_2O
34.27	56	35	9.1

因每个循环系统内采用同程式连接，故不考虑阻力平衡设计。

6.2.3 太阳能集热系统设备选型

一、太阳能集热管路循环泵

太阳能集热模块与短期蓄热模块均为定流量系统，采用定速泵，每台对应一台备用机组，型号选择相同，水泵的流量和扬程要考虑 10%余量，所以集热循环系统水泵流量为 $61.6\text{m}^3/\text{h}$,扬程为 $10\text{mH}_2\text{O}$,选型如下：

表 6.2-4 太阳能集热管路循环泵参数

型号	流量	扬程	效率	电机功率
LYL80-100	$65\text{m}^3/\text{h}$	$10\text{mH}_2\text{O}$	70%	3kW

二、蓄热水箱循环泵

太阳能集热系统的设计流量：

$$G_s = gA_{IN} \quad (6.2-3)$$

式中：

G_s ——集热系统设计流量 (m^3)

g ——太阳能集热器的单位流量面积 ($\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$)

对于集热面积大于 100m^2 的大型集中太阳能供热系统， g 取 $0.021\sim0.06\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ ，带入集热面积得出流量范围为 $12.49\text{m}^3/\text{h}\sim35.7\text{m}^3/\text{h}$ 。总集热面积为 595m^2 ,集热系统总流量为 $G=595\times0.015=8.925\text{L}/\text{s}=34.27\text{m}^3/\text{h}$ ，在太阳能集热系统设计流量范围之内。 $m=9.913\text{kg}/\text{s}$ 。

$$Q = c m \Delta t \quad (6.2-4)$$

式中：

m ——集热循环系统管道质量流量(kg/s);

c —— 40°C 的 30%乙二醇溶液比热容， $3.7\text{J}/\text{Kg}\cdot\text{K}$;

Q ——集热系统集热量， kW ;

Δt ——供回水温差，取 10°C 。

计算得 $Q=366.781\text{kW}$ 。

$$m = \frac{Q}{c\Delta t} \quad (6.2-5)$$

式中：

m ——水箱循环系统管道质量流量(kg/s);

c ——水的比热容， $4.176\text{KJ}/\text{Kg}\cdot\text{K}$;

Q ——与集热系统换热量，上式已算出为 366.78kW；

Δt ——供回水温差，取 10°C。

计算得质量流量为 8.7kg/s, 流量：

$$G = \frac{m \times 3600}{1041.26} = 30.08 \text{m}^3/\text{h} = 0.00835 \text{m}^3/\text{s}$$

$$d = \sqrt{\frac{4G}{\pi\nu}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.00835}{\pi \times 1}} = 0.1031m = 103.14mm$$

取实际管径为 100mm。

实际流速为

$$\nu = \frac{4G}{\pi d^2} = \frac{4 \times 0.00835}{\pi \times 0.125^2} = 1.063 \text{m/s}$$

根据《太阳能供热采暖工程技术标准》GB50495-2019 附录 D 可知，管道、水箱热损失率 (η_L) 可按下列规定取值：短期蓄热太阳能供热采暖系统应为 10%~20%，季节蓄热太阳能供热采暖系统应为 10%~15%，本系统取 15%，则系统经过水箱后的集热量为

$$Q' = Q \cdot \eta_L = 366.78 \times (1 - 15\%) = 311.763 \text{kW}$$

$$\text{代入 } m' = \frac{Q'}{c\Delta t} = \frac{311.763}{4.176 \times 10} = 7.46 \text{kg/s}$$

查得 30°C 下水的密度为 995.676kg/m³,

$$G = \frac{m \times 3600}{995.676} = 26.97 \text{m}^3/\text{h} = 0.00794 \text{m}^3/\text{s},$$

$$d = \sqrt{\frac{4G}{\pi\nu}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.0079}{\pi \times 1}} = 0.10057m = 100.57mm$$

取实际管径为 100mm, 实际流速

$$\nu = \frac{4G}{\pi d^2} = \frac{4 \times 0.0079}{\pi \times 0.1^2} = 1.01 \text{m/s}$$

查《实用供热空调设计手册》得比摩阻为 116.61Pa/m, 此段沿程阻力为 $116.61 \times 1 = 116.61 \text{Pa}$ 。此段沿程阻力包括换热站内内水箱至分集水器管路沿程阻力 116.61Pa 和供暖末端最不利管路沿程阻力 51725Pa, 约 5.2mH₂O, 考虑 10% 余量, 所以集热循环系统水泵流量为 $33.88 \text{m}^3/\text{h}$, 扬程为 $5.72 \text{mH}_2\text{O}$ 。

表 6.2-5 蓄热水箱循环泵参数

型号	流量	扬程	效率	电机功率
LYL65-100 (I) A	44.7m ³ /h	10mH ₂ O	72%	2.2kW

三、蓄热水箱：

根据《太阳能供热采暖工程技术标准》(GB50495-2019) 章节 6.2.2，短期蓄热液体工质太阳能集热系统对应的太阳能集热器单位采光面积的水箱容积范围为 40L/m²~300L/m²，查阅文献得沈阳地区短期蓄热优化方案，即蓄热水箱取 100L/m²，则水箱体积为

$$V = 595 \times 100 = 59500 L = 59.5 m^3$$

四、膨胀水箱

$$V_p = a\Delta t V_c \quad (6.2-6)$$

式中：

a——水的体积膨胀系数，a=0.0006L/°C；

Δt——最大的水温变化值，取 35°C；

V_s——系统的水容量，m³。

计算得 1260L，根据国家建筑标准设计图集 05K210 选型如下：

表 6.2-6 膨胀水箱选型表

形式	型号	公称容 积(m ³)	有效容 积(m ³)	长宽高 (mm)	配管公称直径(mm)			
					溢流	排水	膨胀	循环
方形	5	2	2	1400×1400×1200	50	32	40	25

五、板式换热器

太阳能直供换热器：

$$F = \frac{Q}{K \cdot B \cdot \Delta t_{pj}} \quad (6.2-7)$$

式中：

Q——传热量，W；

K——传热系数，板式换热器为 2000~3000W/(m²·°C)，取 2500W/(m²·°C)；

B——考虑水垢的系数，当水-水换热器时，B=0.8~0.7，取 0.8；

Δt_{pj} ——对数平均温差， $\Delta t_{pj} = \frac{\Delta t_a - \Delta t_b}{\ln \frac{\Delta t_a}{\Delta t_b}}$ ， °C。

一次侧供回水温：55°C/45°C，二次侧供回水温：30°C/40°C。

$$\Delta t_{pj} = \frac{\Delta t_a - \Delta t_b}{\ln \frac{\Delta t_a}{\Delta t_b}} = \frac{25 - 5}{\ln \frac{25}{5}} = 12.43^{\circ}\text{C}$$

$$F = \frac{Q}{K \cdot B \cdot \Delta t_{pj}} = \frac{366781}{2500 \times 0.8 \times 12.43} = 14.75 \text{m}^2,$$

选择型号如下：

表 6.2-7 太阳能直供换热器参数表

型号	换热面积 (m ²)	长(mm)	高(mm)	管径
BR0.3-DN100	15	830	1370	DN100

蓄热水箱换热器：一次侧供回水温：55°C/45°C,二次侧供回水温：35°C/45°C，经计算，换热器面积为 36.68m²，选择型号如下：

表 6.2-8 蓄热水箱换热器参数表

型号	换热面积 (m ²)	长(mm)	高(mm)	管径
BR0.3-DN100	35	1218	1370	DN100

水箱地埋管换热器：一次侧供回水温：45°C/30°C,二次侧供回水温：15°C/25°C，经计算，换热器面积为 13.19m²，选择型号如下：

表 6.2-9 水箱地埋管换热器参数表

型号	换热面积 (m ²)	长(mm)	高(mm)	管径
BR0.3-DN100	15	830	1370	DN100

6.3 冷热源机房设备及水力计算

冷热源机房设有两组地源热泵，每组一台，分别为 RTWD250HE 与 RTWD110HE 机组，RTWD250HE 对新风机组及风机盘管提供冷热水，RTWD110HE 机组对地板辐射及餐厅干盘管提供冷热水。因此两组机组分别位于两个水系统中，需分别对其进行水力计算，以及水泵、分集水器的选型计算。

6.3.1 RTWD250RE 机组冷却水水力计算：

1、确定管内水流流量：

以冷负荷为依据进行计算，根据负荷，确定流量，公式如下：

$$G = \frac{Q}{C_p \Delta t} \quad (6.3-1)$$

式中：

G——水流量， m³/h;

Q——各管段承担负荷， kW；

C_p ——水的比热容，取 4.17 kJ/kgK ；

Δt ——供回水温差，取 10°C ；

沿程阻力根据公式：

$$\Delta P_m = R \times L \quad (6.3-2)$$

$$R = \frac{\lambda}{d} \times \frac{\rho v^2}{2} \quad (6.3-3)$$

式中：

R ——单位长度直管段的摩擦阻力, Pa/m ；

L ——管路长度, m ；

λ ——摩擦阻力系数, m ；

d ——管道直径, m ；

ρ ——溶液密度, kg/m^3 ；

v ——溶液流速, m/s ；

根据《实用供热空调设计手册》中，对紊流过渡区中的摩擦阻力系数 λ ，可按下列公式计算：

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2.0 \log \left(\frac{k}{3.71d} + \frac{2.5}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \quad (6.3-4)$$

$$Re = \frac{v \times d}{\nu} \quad (6.3-5)$$

式中：

k ——管内表面的当量绝对粗糙度, m ; 闭式循环水系统: $k=0.2\text{mm}$; 开式循环水系统: $k=0.5\text{mm}$; 冷却水系统: $k=0.5\text{mm}$;

ν ——运动粘度, m^2/s ；

局部阻力：

$$\Delta P_j = \xi \times \frac{\rho v^2}{2} \quad (6.3-6)$$

式中：

ξ ——管道配件的局部阻力系数；

ρ ——溶液密度, kg/m^3 ；

v ——溶液流速, m/s ；

计算结果如下：

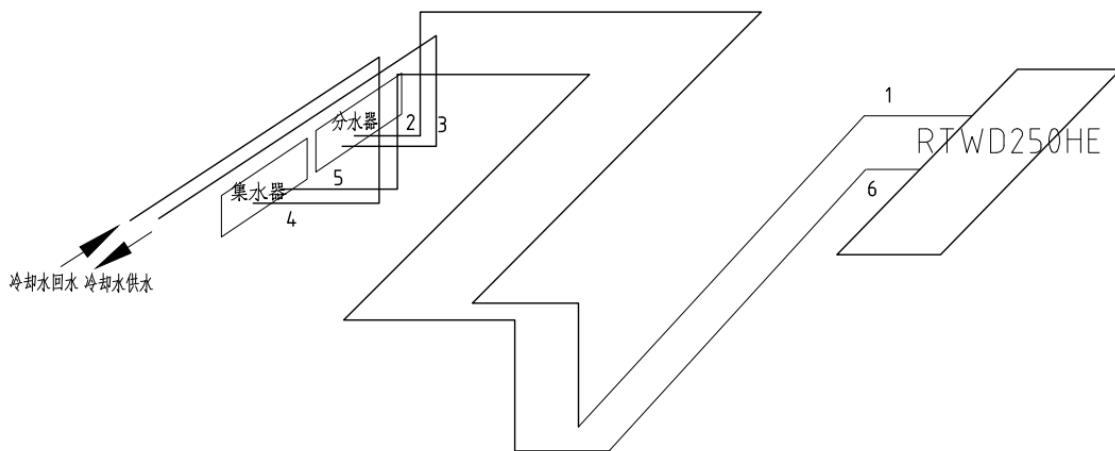


图 6.3-1 机房 RTWD 机组冷热供水系统图

以 1-2 管段为例：

管内冷冻水流量： $G=13.8\text{L/s}$ ；

供回水温度为 $7/12^\circ\text{C}$ ，平均温度为 9.5°C ，密度为 998kg/m^3 ，运动粘度取 $1.01\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ ，

取管径为 DN150，内径为 158mm，推荐流速为 2.2m/s ，实际流速为 2.0m/s ，所得雷诺数 Re 为：

$$Re = \frac{2.0 \times 0.158}{1.0 \times 10^{-6}} = 316000$$

k 取 0.2， λ 经计算为 0.03，比摩阻 R 为：

$$R = \frac{0.03}{0.158} \times \frac{998 \times 2.0^2}{2} = 379\text{Pa/m}$$

长度为 5.38m，沿程阻力为：

$$\Delta P_m = 5.38 \times 379 = 2039\text{Pa};$$

局部阻力系数取 2.93，沿程阻力为：

$$\Delta P_j = 2.93 \times \frac{998 \times 2.0^2}{2} = 5848\text{Pa}$$

总阻力为： $\Delta P_m + \Delta P_j = 2039 + 5848 = 7887\text{Pa}$ ，其余管段阻力计算方法同上，如下表所示：

表 6.3-1 机房 RTWD 机组冷热供水最不利环路计算

管段 编号	流量 L/s	管径 DN	推荐流 速 m/s	实际流 速 m/s	管长 m	雷诺数 Re	摩擦阻 力系数	比摩 阻 R Pa/m	局部阻 力系数	局部 阻力 Pa	沿程阻 力 Pa	总阻 力 Pa	合计 Pa
1-2	40.6	150	2.2	2	29.58	316000	0.03	379	2.93	5848	11210	17058	17058
5-6	40.6	150	2.2	2	29.78	316000	0.03	379	2.5	4990	11286	16276	33334

2、最不利环路阻力汇总

由上表可知，冷热源侧 RTWD250HE 循环水最不利管路压降为 33.33kPa，末端地板辐射最不利环路阻力上文已算出，为 51725Pa，分集水器阻力各取 1.5kPa 的压力富余量，根据机组样本可知热泵机组蒸发器阻力为 68.4kPa，计算得管路总阻力为 15.6mH₂O，总流量为 146m³/h。

3、水泵流量计算

$$Q = Q_{\max} \times A \quad (6.3-7)$$

式中：

A——水泵所需流量附加安全系数，取 1.1；

Q_{\max} ——设计最大流量，m³/h；

计算得水泵流量为 106.92m³/h。

4、水泵扬程计算

$$H = \beta H_0 \quad (6.3-8)$$

式中：

β ——水泵所需扬程附加安全系数，取 1.1；

H_0 ——最不利环路总阻力，mH₂O；

计算得水泵扬程为 23.4mH₂O。

5、水泵选型

表 6.3-2 用户侧冷冻水循环泵选型

型号	台数	流量 m ³ /h	扬程 m	额定功率 kW	工作点效率%
CZ125-250	3	210	20	13.6	84

6、RTWD250HE 分集水器选型

(1) 分集水器管径计算

与上文计算公式相同，分集水器连接 6 根管径为 DN150，内径为 158mm 管道，流速为 1.5m/s，集水器流速取 1.2m/s，其断面面积计算为 0.0245m²，管径 $D = \sqrt{\frac{4 \times A_{\text{管}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.0245}{\pi}} = 0.176\text{m}$ ，选取 DN159×6 无缝钢管。

(2) 分集水器长度计算

根据上文中提到的公式，管长 $L=130+158+120+158+158+120+158+158+120+$

$158+158+120+158+158+120+158+158+120+12=2600\text{mm}$, 结果如下:

表 6.3-3 RTWD 机组末端分集水器选型

分集水器名称	管径 mm	筒体长度 mm
RTWD 机组末端分集水器	176	2600

6.3.2 RTWD110HE 机组冷却水水力计算

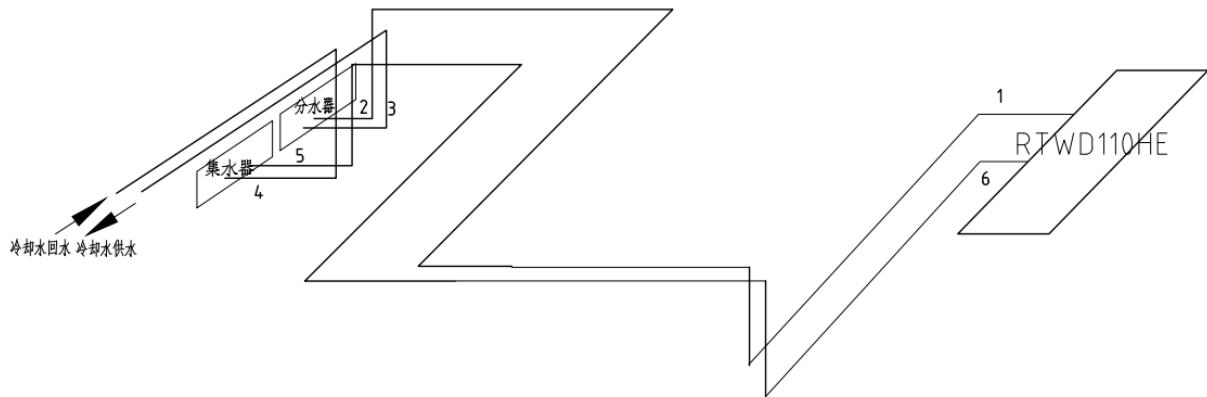


图 6.3-2 RTWD110HE 机房冷热供水系统图

计算过程与上文相同，最不利环路计算结果如下：

表 6.3-4 RTWD110HE 机组冷热供水最不利环路计算

管段编号	流量 L/s	管径 DN	推荐流速 m/s	实际流速 m/s	管长 m	雷诺数 Re	摩擦阻力系数	比摩阻 R Pa/m	局部阻力系数	局部阻力 Pa	沿程阻力 Pa	总阻力 Pa	合计 Pa
1-2	20.5	125	1.6	1.7	20.76	219300	0.03	394	2.93	4225	6954.6	14052	14052
5-6	20.5	125	1.6	1.7	21.2	219300	0.03	188	2.98	4297	7102	14328	28380

用户侧水管最不利管路阻力设为 $4.45\text{mH}_2\text{O}$, 机组蒸发器总阻力为 $12\text{mH}_2\text{O}$, 分集水器各预留 $1.5\text{mH}_2\text{O}$ 阻力, 经计算得管路总阻力为 $22.25\text{mH}_2\text{O}$, 其结果如下表所示:

表 6.3-5 RTWD110HE 机组用户侧管路计算

管路总阻力 mH ₂ O	总流量 m ³ /h	水泵计算流量 m ³ /h	水泵扬程 mH ₂ O	分集水器管径 mm	分集水器长度 mm
22.25	73.8	81.18	24.5	176	2600

循环水泵选型如下表:

表 6.3-6 RTWD110HE 机组用户侧循环水泵选型

型号	台数	流量 m ³ /h	扬程 m	额定功率 kW	工作点效率%
IR100-80-160	3	100	22.25	11.18	78

分集水器选型如下表：

表 6.3-7 RTWD110HE 机组用户侧分集水器参数

分集水器名称	管径 mm	筒体长度 mm
RTWD110HE 机组分集水器	176	2600

6.3.3 多联机最不利管路水系统计算：

多联机最远端为三台型号 MDS-W120BR5、MDS-W080BR5、MDS-W040BR5 的室外机并联，其水流量依次为 7.2m³/h、4.82m³/h 以及 2.41m³/h，连接方式为异程式，多联机冷却水直接与地理管相连，与土壤进行换热，因此循环水泵需单独使用，需对其最不利环路进行水力计算，计算公式同上，计算结果如下：

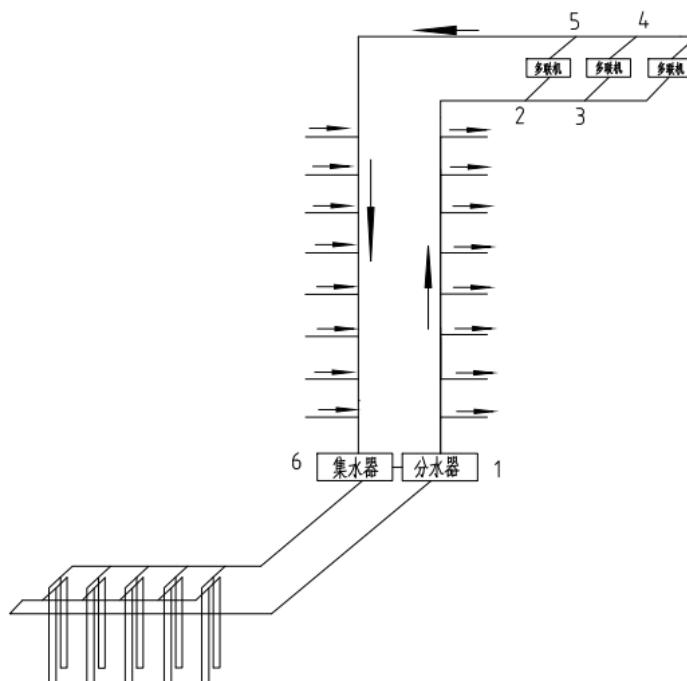


图 6.3-3 水冷多联机冷却水系统图

因管内流体为 32% 的乙二醇溶液，取 10°C 下的乙二醇密度与运动粘度为 1044kg/m³, 运动粘度为 2.8×10^{-6} m²/s，管径根据末端设备额定流量进行确定。经计算得：

1-2 管段：

流量：14.43m³/h, 管径取 DN100，内径为 106mm，推荐流速为 0.5m/s, 计算流速为 0.45m/s, Re 为 17035, k 取 0.2mm, λ 计算为 0.03m, 摩擦阻力 R 为 33Pa/m, 管路长度取 50m,

沿程阻力 ΔP_m 为 1650Pa/m。局部阻力系数取 3.5，局部阻力经计算得 ΔP_j 为 370Pa，总阻力为 2020Pa，其余管段阻力计算方法同上，如下表所示：

表 6.3-8 多联机最不利环路水力计算

管段 编号	流量 m^3/h	管径 DN	流速 m/s	管长 m	雷诺数 Re	摩擦 阻力 系数	比摩阻 R Pa/m	局部 阻力 系数	局部阻 力 Pa	沿程 阻力 Pa	总阻力 Pa	合计 Pa
1-2	14.43	100	0.45	50	17035	0.03	33	3.5	370	1650	2020	2020
2-3	7.23	80	0.4	5	11428	0.06	63	2.9	242	315	557	2577
3-4	2.41	50	0.3	10	5357	0.04	40	5	235	400	635	3212
4-5	7.23	80	0.4	5	11428	0.06	63	2.9	242	315	557	3769
5-6	14.43	100	0.45	55	17035	0.03	33	3.5	370	1815	2185	5954

地埋管部分阻力及管径已在上文中提到，取值 96316.9Pa，多联机最不利环路总阻力为 102.27kPa，一二级分集水器压损各取 1.5mH₂O，可得到最不利环路阻力为 13.227mH₂O，总流量为所有多联机额定流量的总和 89.43m³/h，因多联机冷却水为 32%乙二醇防冻液，选用乙二醇溶液水泵，选型见下表：

表 6.3-9 多联机循环水泵选型

型号	台数	流量 m^3/h	扬程 m	额定功率 kW	工作点效率%
ISWH-65-100 (I) A	3	44.7	10	2.2	72

6.3.4 水系统的定压补水及设备

在闭式空调水系统中，为了保证处于系统最高点的末端供水，在管路系统中应连接定压设备。为保证水泵吸入口压力，防止水泵出现气蚀，定压设备应接在水泵入口端。同时，定压设备还应当起到容纳系统由于温升波动而胀缩时化的水量、排放系统中混入的气体以及补充系统水量的作用。

(1) 定压补水装置的选取

常见的补水定压设备有以下几种：开式膨胀水箱、气压罐定压和变频补水泵。开式膨胀水箱控制较简单，但需放于系统最高点；气体定压罐可实现自动补水、自动排气、自动泄水、自动过压保护，系统可靠布置灵活等诸多优点；变频补水泵需要可靠电源，在停电等情况下水泵停止运行，容易出现汽化或水击现象。

(2) 定压罐容积计算

根据建筑本身特点，选用气压罐定压装置，气压罐总容积 V 按下式进行计算：

$$V_t = \frac{A \times q}{4n} \quad (6.3-9)$$

$$V = \frac{\beta \times V_t}{1 - \alpha} \quad (6.3-10)$$

式中：

V_t ——定压罐的调节容积，不应小于 3min 补水量， m^3 ；

A ——安全系数，取 1.3；

q ——水泵出水量， m^3/h ；

n ——水泵在 1 小时内启动的次数，一般取 6~8 次，不宜大于 10 次；

β ——容积附加系数，取 1.05；

α ——压力附加系数，取 0.7。

地源侧调节容积计算为：

$$V_t = \frac{1.3 \times 6.3}{4 \times 7} = 0.292m^3$$

地源侧定压罐总容积为：

$$V = \frac{1.05 \times 0.292}{1 - 0.7} = 1.002m^3 = 1002L$$

末端侧调节容积计算为：

$$V_t = \frac{1.3 \times 12.5}{4 \times 7} = 0.58m^3$$

末端侧定压罐总容积为：

$$V = \frac{1.05 \times 0.58}{1 - 0.7} = 2.03m^3 = 2030L$$

(3) 定压罐选型

定压点宜设在循环水泵的吸入口处，定压点最低压力应使管道系统任何一点的表压均高于 5kPa 以上。地源侧选用型号为 SQL-1000 立式定压罐，末端侧选用型号为 SQL-1200 立式定压罐，详细参数见下表。

表 6.3-10 定压罐参数表

	型号	总容积 L	直径 mm	高度 mm	进出口管径 DN	工作压力 MPa
地源侧	SQL-1000	1410	1000	2440	50	0.8
末端侧	SQL-1200	2500	1200	3000	50	0.8

(4) 补水泵选型

需对地源侧与末端管路进行补水，补水泵流量规定不宜小于系统水容量的 5%，补水

泵的扬程一般应比系统补水点的压力高 30-50KPa，因此地源侧补水泵流量为 $107 \times 0.05 = 5.35 \text{m}^3/\text{h}$, 扬程为 $35 \text{mH}_2\text{O}$; 末端补水泵流量为 $(101.4+97.2) \times 0.05 = 9.93 \text{m}^3/\text{h}$, 扬程为 $32.5 \text{mH}_2\text{O}$ ，补水泵采用一用一备，选型参数见下表：

表 6.3-11 地源侧补水泵参数表

型号	台数	流量 m^3/h	扬程 mH_2O	额定功率 kW	工作点效率%
ZPD6-25×3(P)	2	6.3	45	2.25	51

表 6.3-12 末端补水泵参数表

型号	台数	流量 m^3/h	扬程 mH_2O	额定功率 kW	工作点效率%
IS50-32-160 (2900)	2	12.5	32	2.02	54

(5) 软化水箱容量计算

膨胀水量 V_p 根据下列公式进行计算：

$$V_p = a\Delta t V_c \quad (6.3-11)$$

式中：

a ——水的体积膨胀系数，取值 $0.0006 \text{L}/^\circ\text{C}$ ；

Δt ——最大水温变化值， $^\circ\text{C}$ ，取值 5°C ；

V_c ——系统水容量， m^3 ；

根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB 50736-2012) 条文说明 8.5.15 表 8-11，补水量可按全空气系统水容量大小来计算，空调房间建筑总面积为 16016m^2 ，全空气系统水容量取 $0.5 \text{L}/\text{m}^2$ ，系统水容量为：

$$V_c = 16016 \times 0.5 = 8008 \text{L} = 8.008 \text{m}^3$$

膨胀水量为：

$$V_p = 0.0006 \times 8.008 \times 5 = 0.024 \text{m}^3$$

水箱调节容积分别为 0.292m^3 、 0.58m^3 ，因此软化水箱容积分别为 0.316m^3 和 0.604m^3 。

6.4 用户侧输配系统

6.4.1 地板辐射系统设计

此次设计热水地面辐射供暖采用埋管式，需要在现场进行铺设绝热层、敷设并固定加热管、浇灌混凝土填充层。本次设计绝热层材料采用模塑聚苯乙烯薄膜塑料板，填充层采用豆石混凝土。

加热管选取 PE-RT 管，不仅承压和耐温适中，便于安装，能热熔连接，而且废料可以

回收利用，符合环保要求。管径为 16mm，加热管的敷设间距为 300mm 或 400mm，在布置时尽可能按照房间划分回路，分别与分集水器相连。加热管布置采用回折型布置，地面温度比较均匀。

分水器总进水支管上装置关断阀、过滤器、热量表、关断阀，集水器的回水支管上顺水流方向安装泄水短管、平衡阀、关断阀。

按照上述要求敷设，间距为 300mm 时，单位面积散热量为 64.6W/m^2 ，间距为 400mm 时，单位面积散热量为 57.4W/m^2 。

此建筑地板辐射供回水设置一根供水立管、一根回水立管，供给各层的分集水器。热水系统采用一次泵变流量系统，当用户侧负荷发生变化时，用户侧的水流量、阀门开度和供回水管道之间的作用压差都会跟着改变。进行水力计算，主要目的是确定各段的管径和阻力，保证系统内达到要求的水量分配，最后确定水泵的流量和扬程，进行选型。

选取最不利环路进行水力计算，供回水立管示意图如下：

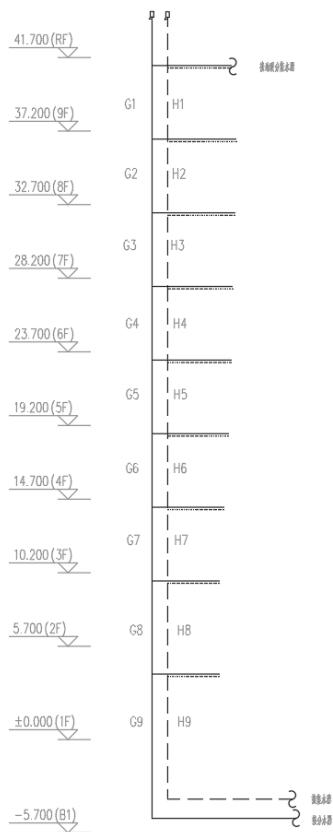


图 6.4-1 地板辐射供回水立管示意图

根据热负荷 Q 和供回水温差 Δt 计算出每一层的流量， $G=0.86Q/\Delta t$ 。根据最大允许流速采用假定流速法确定管径。

水力计算结果如下：

表 6.4-1 供暖立管水力计算表

编号	L (m)	D (mm)	V (m/s)	R (Pa/m)	ζ	Py (Pa)	Pj (Pa)	ΔP (Pa)
H1	4.5	40	0.85	266.04	1	1197.18	361.25	1558.43
H2	4.5	50	0.84	187.13	1.5	842.085	529.2	1371.285
H3	4.5	50	1.16	356	1.5	1602	1009.2	2611.2
H4	4.5	70	0.91	156.69	1.5	705.105	621.075	1326.18
H5	4.5	70	1.1	232	1.5	1044	907.5	1951.5
H6	4.5	70	1.3	324.95	1.5	1462.275	1267.5	2729.775
H7	4.5	80	1.22	231.31	1.5	1040.895	1116.3	2157.195
H8	5.7	80	1.53	361.02	1.5	2057.814	1755.675	3813.489
H9	8.8	100	1.17	174.9	1	1539.12	684.45	2223.57
G1	4.5	40	0.85	266.04	1	1197.18	361.25	1558.43
G2	4.5	50	0.84	187.13	1.5	842.085	529.2	1371.285
G3	4.5	50	1.16	356	1.5	1602	1009.2	2611.2
G4	4.5	70	0.91	156.69	1.5	705.105	621.075	1326.18
G5	4.5	70	1.1	232	1.5	1044	907.5	1951.5
G6	4.5	70	1.3	324.95	1.5	1462.275	1267.5	2729.775
G7	4.5	80	1.22	231.31	1.5	1040.895	1116.3	2157.195
G8	5.7	80	1.53	361.02	1.5	2057.814	1755.675	3813.489
G9	8.8	100	1.17	174.9	1	1539.12	684.45	2223.57
合计								39485

热水泵选型：

1. 系统水流量为 37038kg/h，取 10% 的安全余量，则热水泵流量为 40741.8kg/h。
2. 系统各部分阻力：①供暖管道阻力 39485Pa (4mH₂O)；②经过末端塑料管的阻力 12240Pa (1.25mH₂O)；③分集水器阻力 4mH₂O。总阻力为 9.25mH₂O，取 10% 的安全余量，则水泵扬程为 10.2mH₂O。

根据以上计算选择水泵参数如下：

表 6.4-2 热水水泵参数表

型号	流量 m ³ /h	扬程 m	效率%	转速 r/min	功率 kW
LYL50-250	16.4/23.4/30.5	71.5/70/67	39/50/52	2900	11

6.4.2 冷媒管系统设计

多联机系统中制冷剂采用 R410A，R410A 是国际认可的环保制冷剂，具有稳定、无毒、性能优越等优点，不含氯元素，对臭氧层无破坏作用，并具有优异的制冷制热性能。

冷媒主管、主配管和分歧管的管径主要是根据冷负荷，按下表进行选择，各支管的管径根据所选的室内机型号确定，选择结果详见图纸上标注。

表 6.4-3 管径选型

室外机	MDS—W040BR5	MDS—W040BR5	MDS—W040BR5	MDS—W040BR5	MDS—W040BR5			
室外机与第一个分支接头之间								
液管	9.52			12.70				
气管	15.88		19.05	22.23				
分支接头与分支接头之间								
液管	9.52			12.70				
气管	X<5kW	12.70						
	5kW≤X<16.8kW	15.88						
	16.8kW≤X<25kW	19.05						
	25kW≤X<34kW	22.23						
	34kW≤X<48kW	28.60						
分支接头与室内机之间								
液管	与内机接口一致							
气管	与内机接口一致							

6.4.3 冷凝水系统设计

风机盘管、组合式空调机组等设备运行过程中会产生冷凝水，必须及时予以排走，可用水管将冷凝水排放至邻近的卫生间地沟内，但若距离地沟较远，可用冷凝水干管将冷凝水支管连接起来再排入各层的污水系统中。

冷凝水管布置原则：

- 1.凝水盘坡度的泄水支管坡度不小于 0.01，其他水平支、干管沿水流方向，坡度不小于 0.003；
- 2.当冷凝水管收集装置位于空气处理装置的负压区时，出水口设置水封；水封的高度，比凝水盘处的负压（相当于水柱高度）大 50%。水封的出口，应与大气相通，通过排水漏斗与排水系统连接；
- 3.由于冷凝水在管道内依靠重力自流的，极易腐蚀，管材选取 PE 管；
- 4.冷凝水排放地点：就近排放至室外地坪、室外窨井、室内地漏、集水坑等，但不能直接排至污水系统，应设水封。

冷凝水管径按照下表选择：

表 6.4-4 冷凝水管径

冷负荷 (kW)	≤7	7.1-17.6	17.7-100	101-176	177-598
公称直径 (mm)	20	25	32	40	50
冷负荷 (kW)	599-800	801-1055	1056-1512	1513-12462	>12462
公称直径 (mm)	70	80	100	125	150

第七章 运行策略与自动控制

暖通空调系统的整个设计流程中，不管是最大冷热负荷计算还是设备的选型都是按照设计工况进行的。这种设计方法可以保证在可预见的极端气象条件及使用条件下，暖通空调系统的正常运行，营造舒适的室内环境，但从建筑的全年能耗模拟结果中看，满负荷情况在全年所占的时间比例是很小的，通常情况下系统都是在低负荷情况下运行，若单单依靠管理人员人工控制，便显得费时费力且无法保证控制的准确性和及时性，故需根据气象条件以及系统的实际使用情况制定的合理的空调系统的全年运行方案。而为确保对空调系统的及时、准确、有效的控制，就必须为系统匹配一套完整的自动控制系统。依托计算机分析实时监测的控制参数、程序处理，而后控制相关的执行机构来调节系统的运行，达到控制的目的。

本章节将逐项介绍冷热源调节、空调系统的运行控制方案，侧重介绍运行方案及控制逻辑。

7.1 冷热源系统运行调节及控制策略

本次复合式冷热源系统较为复杂，故需根据其设计原理与全年负荷数据提出适宜的运行模式以实现系统全年稳定且节能地运行，而对于运行策略的设计应遵循以下原则：

- (1) 应优先使用可再生能源，在太阳能满足末端需求的情况下优先考虑使用太阳能。
- (2) 应保证土壤热平衡，从而保证地源热泵的长期稳定运行。
- (3) 在极端气候条件下仍能保证系统正常运转，设备正常运行，并能满足末端需求。

综合上述原则，笔者制定了以下几种运行模式，运行模式按使用季节划分为空调季，过渡季与供暖季，具体运行策略如下文所述。

7.1.1 空调季运行模式

在空调季的运行中，冷源的提供主要以地埋管模块与热泵模块联合使用，采用地源热泵的形式为设备提供冷却水，考虑到热泵机组的 COP 效率，空调季的太阳能主要用来提供生活热水而不向地埋管模块排热，此时短期蓄热水箱与生活热水循环直接连接，可为建筑提供低品位的热水，供建筑健身区域淋浴使用，水箱蓄热设计温度为 50°C，具体控制策略不在本次设计范围内。地源热泵与水冷多联机的冷凝热通过输配系统传入土壤长期贮存，具体系统原理如下图所示：

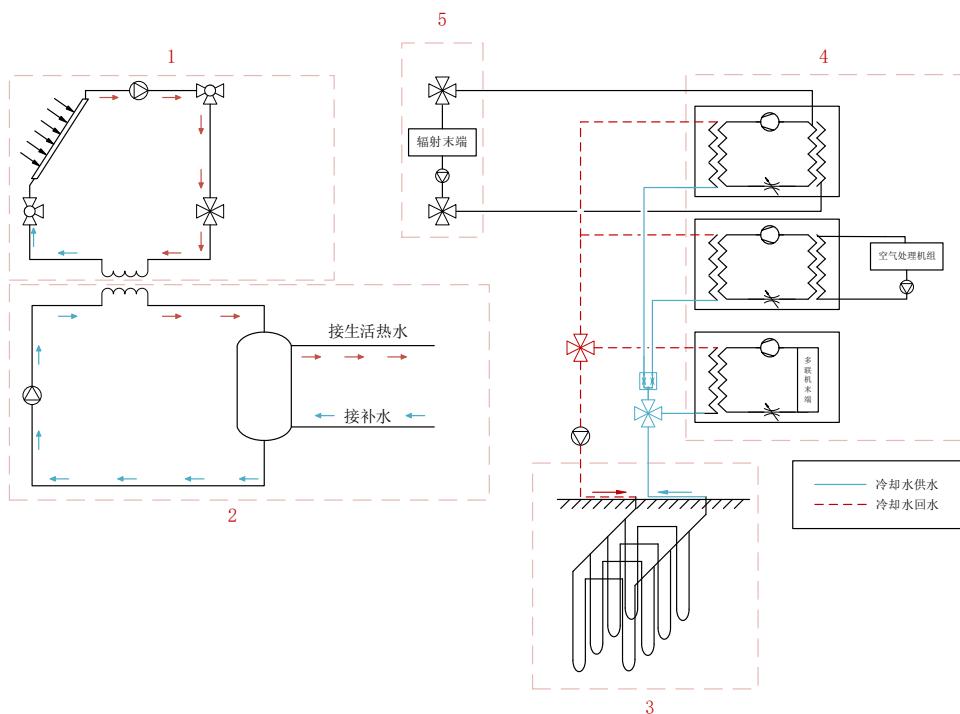


图 7.1-1 太阳能-地埋管地源热泵系统空调季运行模式

7.1.2 过渡季运行模式

在过渡季的运行中，主要启用系统中太阳能集热模块，短期蓄热模块，地埋管模块的循环，在过渡季将太阳能转移到土壤中进行蓄热。由于该建筑耗热量大于耗冷量，故过渡季进行太阳能蓄热有利于土壤热平衡，从而保证供暖季地源热泵的正常运行，过渡季的具体运行原理如下图所示：

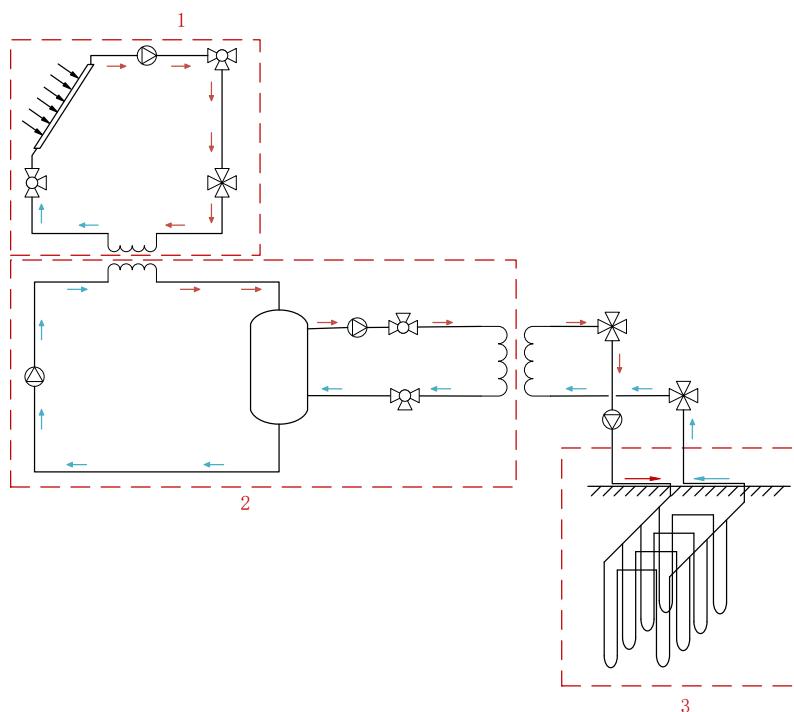


图 7.1-2 太阳能-地埋管地源热泵系统过渡季运行模式

过渡季的蓄热过程采用温差控制法，具体控制逻辑如下：

当集热器出口温度与短期蓄热水箱温度温差大于 10°C 时，开启短期蓄热循环，将集热器热量转移到短期蓄热水箱，当集热器出口温度与短期蓄热水箱温度温差小于 5°C 时，停止短期蓄热循环。

当短期蓄热水箱温度与地埋管出口温度温差大于 10°C 时，开启长期蓄热循环，将集热器热量转移到短期蓄热水箱，当短期蓄热水箱温度与地埋管出口温度温差小于 5°C 时，停止长期蓄热循环。

7.1.3 供暖季运行模式

供暖季是本次设计的重点环节，依据运行策略的设计原则，在太阳能可以直接利用时应优先使用太阳能，当太阳能无法直接供给或不能完全满足末端需求时，启用地源热泵循环，故供给模式分为太阳能直接供热，蓄热水箱直接供热，地源热泵系统供热三种运行模式。

太阳能直接供热模式用于冬季太阳能辐照强度足够时，直接与末端系统进行换热，为辐射末端系统提供热量。蓄热水箱直接供热则是考虑到太阳能资源的不稳定性，通过短期蓄热水箱作为缓冲来为辐射末端直接供热，当前两种模式均无法满足温度需求时，则启用地源热泵系统供热模式，三种模式通过调整阀门开度联合运行以保证末端的需求，优先级为太阳能直接供热，蓄热水箱直接供热，地源热泵系统供热。当经过一天的日射蓄热水箱温度仍无法达到 32°C 时，说明此时太阳辐照量较小，已无法满足末端需求，启用地埋管蓄热模式在夜间向土壤补充热量。

供暖季室外干球温度较低，太阳能集热器在夜间容易冻结，为了保证系统的正常运行，已为太阳能集热器水系统添加乙二醇来降低水系统凝固点，但考虑到极端气候的条件下太阳能集热器仍有冻结的可能，故为系统设计了防冻模式。

太阳能集热模块与短期蓄热模块均采用定速泵，即定流量变温差系统，辐射末端水系统采用变速泵，即定温差变流量系统，系统需要设置监控的数据为：土壤取热量与释热量，一日累计太阳能集热量与热负荷，瞬时集热量与瞬时热负荷，集热器出口温度，短期蓄热水箱温度，土壤平均温度，实时天气预报数据。

供暖季运行策略可通过计算机程序实现全自动运行，现将程序的总体思路撰写如下：

(1) 供暖系统控制

辐射末端的流量由瞬时热负荷决定，由于末端采用定温差变流量的方式，故可由瞬时

热负荷计算出此时所需的热水流量 \dot{m} , 而能提供 40°C 热水的热源有太阳能集热模块（间接连接），短期蓄热水箱（直接连接），地源热泵机组（热泵机组热水环路）。故有下式：

$$\dot{m} = \frac{Q}{c\Delta t} \quad (7.1-1)$$

$$\dot{m} = \dot{m}_{solar} + \dot{m}_{tank} + \dot{m}_{hp} \quad (7.1-2)$$

式中：

\dot{m} ——系统所需的热水质量流量，单位为 kg/s；

c ——热水比热容，40°C 热水比热容为 $4.178 \text{ kJ/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}$ ；

Δt ——根据末端设计供回水温度为 40/30°C，取 10°C 温差；

\dot{m}_{solar} ——太阳能集热模块提供的热水流量；

\dot{m}_{tank} ——短期蓄热水箱提供的热水流量；

\dot{m}_{hp} ——地源热泵机组提供的热水流量；

首先需预设一个太阳能集热模块直供承担的最小末端热水流量 $\dot{m}_{solar-min}$ ，当太阳能能够直供该流量热水所需的热量时，开启太阳能集热直供换热器，当太阳能无法直供该流量热水所需的热量时，关闭太阳能集热直供换热器，故实际太阳能直供承担的热水流量介于 $\dot{m}_{solar-min}$ 与 \dot{m} 之间。

此时通过换热器计算模块校核换热量，当换热量满足承担全部末端负荷要求且末端水系统出水温度达到 40°C 时开启直供模式，若末端水系统出水温度达不到 40°C，则判断瞬时集热量与瞬时热负荷的关系，若瞬时集热量大于瞬时热负荷，则继续集热以增大热侧与冷侧温差来满足换热量需求，若已满足末端全部需求且温度仍有继续上升的趋势，则开启短期蓄热循环直到达到稳态；若瞬时集热量小于瞬时冷负荷，则通过调整阀门开度来减小太阳能集热模块直供承担的热水流量直至小于 $\dot{m}_{solar-min}$ ，此时若集热器与短期蓄热水箱存在温差，则开启短期蓄热循环，具体控制逻辑与过渡季相同，不再赘述。

此时，若蓄热水箱温度大于 40°C，则优先使用蓄热水箱进行流量补足，若蓄热水箱不能满足余下的部分或全部要求，则利用地源热泵供热系统补足。

太阳能集热模块系统控制策略如下图所示：

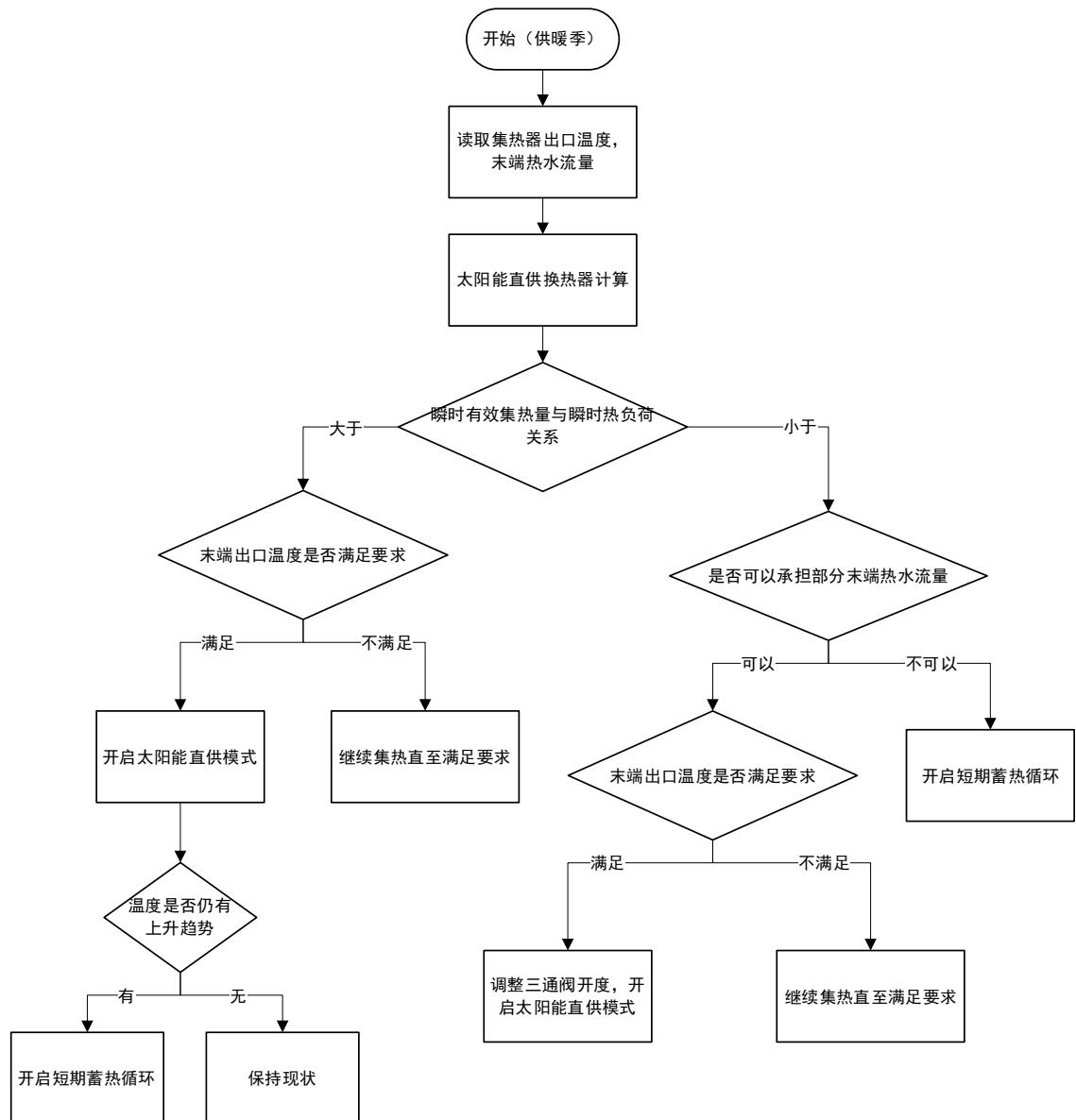


图 7.1-3 太阳能集热模块系统控制策略图

以上控制策略主要基于太阳能集热模块瞬态能量守恒的思想方法，但由于集热器出口温度与末端流量，热端与冷端的温差均处于变化之中，在实际运行中需要有更明确的指令指导运行，笔者通过调查文献，发现业内多采用基于温度的控制策略，在上述思想方法与调研文献的基础上，制定了以下运行温度，根据以下温度控制系统运行模式即可以实现模式的切换，并且可以根据实际的运行情况对设定温度点做出进一步的优化：

表 7.1-1 太阳能集热循环设定温度点

模式	太阳能集热器出口温度 t_{out}
太阳能直供与蓄热联合运行	>50°C
太阳能直供循环	45-48°C
蓄热循环	<42°C

短期蓄热水箱用于蓄存太阳能集热系统直供以外多余的热量，具有削峰填谷的作用，增加太阳能的利用率，其系统控制策略如下图所示：

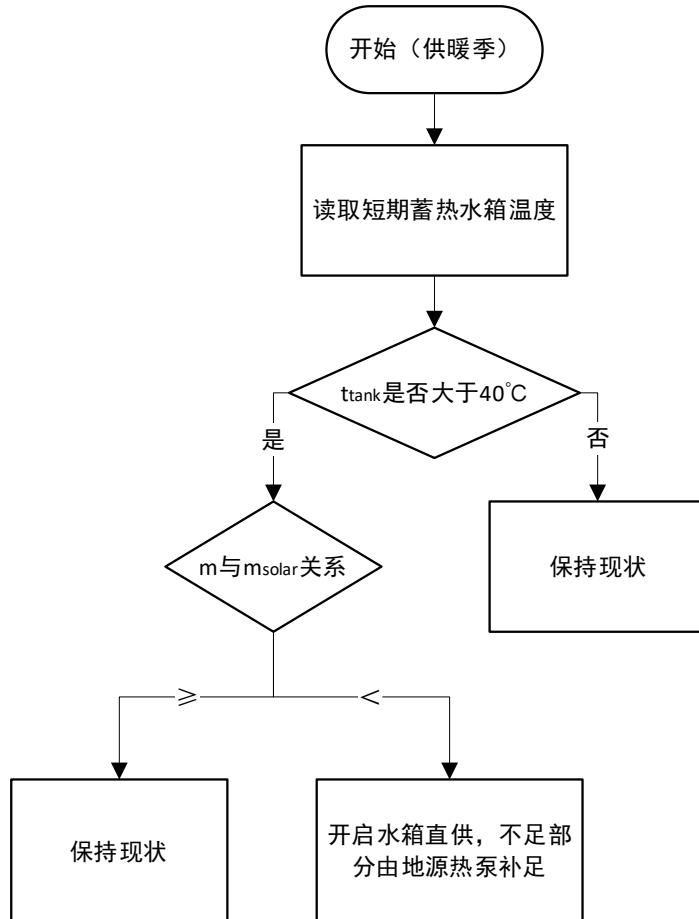


图 7.1-4 短期蓄热模块系统控制策略

(2) 蓄热利用系统控制

蓄热水箱贮存的能量品位有时能实现直接供热，有时不能实现直接供热。在供暖季中期，由于太阳辐照量较小，即使经过一整天的蓄热仍无法实现为末端直接供热，但此时仍可以为地埋管进行补热，故需通过蓄热利用系统控制来实现太阳能的充分利用，可通过经过一日日晒后傍晚 18 时的水温判断此时蓄热水箱贮存的能量品位。

若水温大于 32°C，则可以保持现状，直至次日又一轮蓄热循环后将品位提升至可直接使用的温度。若水温小于 32°C，则说明此时太阳辐照量较小，已无法满足末端需求，启用地埋管蓄热模式在夜间向土壤补充热量以避免自然热损失造成的能力损耗。

该运行模式优先级排在防冻系统控制之后，即应先保证无冻结风险再启用蓄热利用系统控制，具体系统控制策略如下图所示：

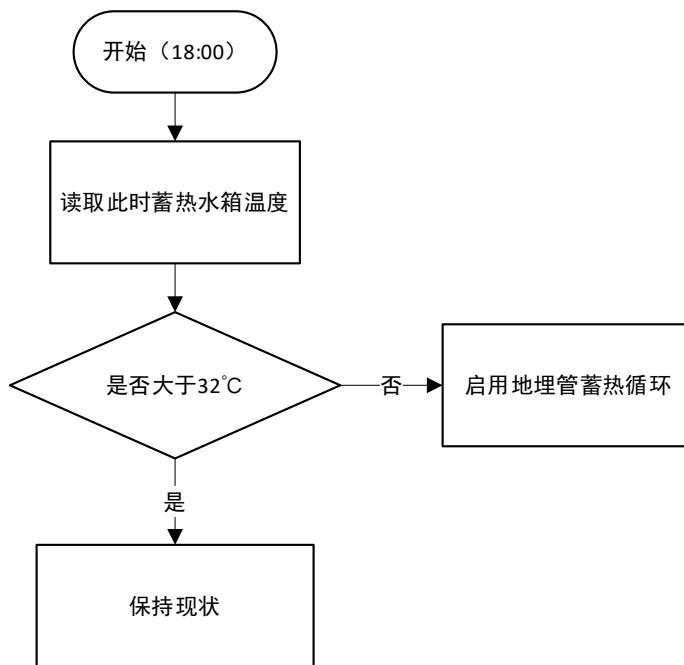


图 7.1-5 蓄热利用模块系统控制策略

(3) 防冻系统控制

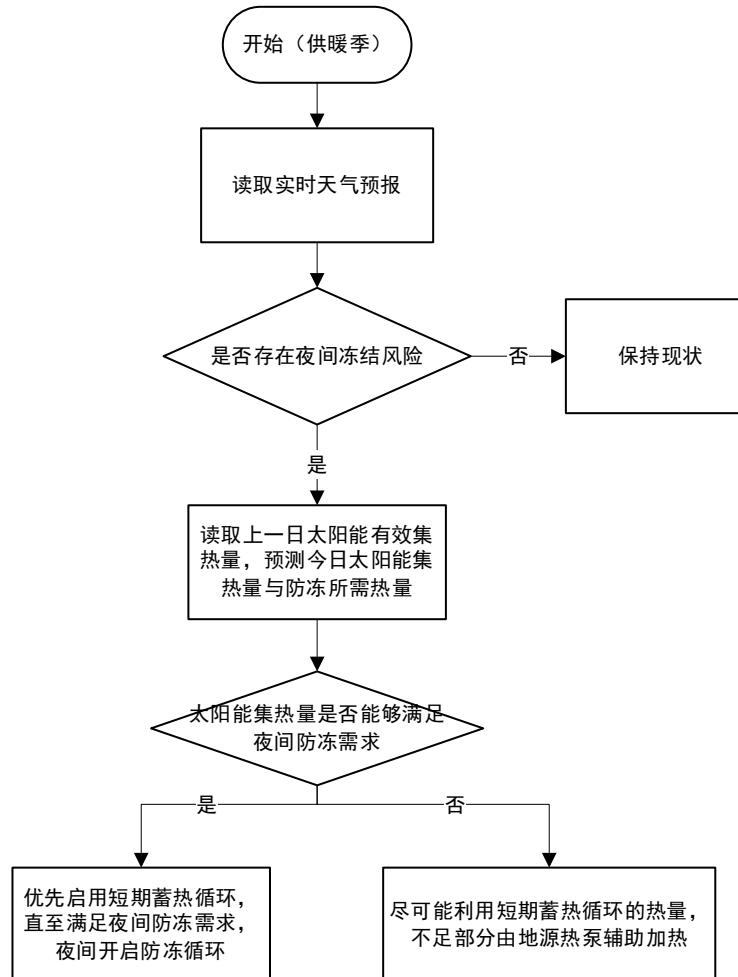


图 7.1-6 防冻系统控制策略

在沈阳地区的最冷月，室外干球温度往往在零下 15°C 附近的区间范围内，为了使系统平稳运行，在利用防冻液与采用真空管集热器的基础上，也应增加必要的主动措施来满足太阳能集热模块的防冻需求，并且防冻系统应放在系统的第一优先级，防冻系统应具有智能化的控制策略，即能够通过实时天气预报数据预测系统是否有被冻结的风险。

由于在沈阳的最冷月，太阳辐照量亦为全年较低值，因此在特殊的必要情形下（蓄热水箱贮存的热量达不到防冻需求），仍需考虑使用地源热泵辅助加热（地源热泵与太阳能集热器和蓄热水箱间接连接）以保证系统的平稳运行。

7.1.4 分时段运行策略总结

根据上述运行策略，将其运行模式与季节结合起来汇总如下表：

表 7.1-2 分时段运行策略表

时间段	模式	适用场景	触发条件	太阳能集热模块状态	短期蓄热模块状态	地埋管蓄热模块状态	热泵机组模块状态	辐射末端模块状态
空调季								
昼	地源热泵制冷模式	空调季工作日上班期间	无	开启集热循环	开启生活热水循环	地源热泵制冷循环	关闭	
夜	停机模式	空调季夜间及周末	无	关闭	关闭	关闭	关闭	关闭
过渡季								
昼	长期蓄热模式	过渡季日间	无	开启短期蓄热循环	开启短/长期蓄热循环	开启长/期蓄热循环	关闭	关闭
夜	长期蓄热模式	过渡季夜间	蓄热水箱与地埋管触发温差控制	关闭	开启长期蓄热循环	关闭	关闭	关闭
供暖季								
昼	太阳能直供与蓄热联合模式	供暖季前期，辐照强度大，集热量大于瞬时热负荷	集热器出口温度大于 50°C, m<msolar	开启直供与蓄热循环	开启短期蓄热循环	关闭	开启辐射供暖	开启辐射供暖
昼	太阳能直供模式	供暖季前期，辐照强度中等，直供可以满足全部负荷	集热器出口温度位于 45-48°C 之间, m=msolar	开启直供循环	关闭短期蓄热循环			
昼	太阳能与水箱联供模式	供暖季中期，辐照强度中等，水箱温度满足要求，直供无法满足全部负荷	集热器出口温度位于 45-48°C 之间, 水箱温度 > 40°C, m>msolar	开启直供循环	开启水箱直供循环	开启	开启辐射供暖	开启辐射供暖
昼	太阳能水箱热泵三联供	供暖季中期，辐照强度中等，水箱温度满足要求，太阳能直供+水箱直供无法满足全部负荷	集热器出口温度位于 45-48°C 之间, 水箱温度 > 40°C, m>msolar+mtank	开启直供循环	开启水箱直供循环			

昼	水箱直供模式	供暖期前期傍晚，辐照强度小，水箱温度满足要求且能承担全部负荷	水箱温度>40°C, $m=mtank$	开启蓄热循环	开启水箱直供循环	关闭	开启辐射供暖
昼	水箱热泵联供模式	供暖期前期傍晚，辐照强度小，水箱温度满足要求，但不能承担全部负荷	水箱温度>40°C, $m<mtank$	关闭	开启水箱直供循环	开启	开启辐射供暖
昼	热泵供给模式	连续的阴天或多云的白天，辐照强度小	集热器出口温度小于40°C，水箱温度<40°C	关闭	关闭	开启	开启辐射供暖
夜	长期蓄热模式	供暖季中期，昼集热量小，水箱水温<40°C	集热水箱温度小于32°C，与土壤有10°C温差	关闭	开启	开启	开启辐射供暖
夜	水箱直供模式	供暖季前期，经过白天蓄热之后，水箱水温>40°C，满足建筑夜间需求	水箱温度>40°C，满足建筑夜间流量要求	关闭	开启水箱直供循环	关闭	开启辐射供暖
夜	热泵供给模式	夜间保持辐射供暖流动，以防管道冻结	无	关闭	关闭	开启	开启辐射供暖
夜	防冻模式	最冷月中，无太阳的阴天	防冻系统报警	开启防冻循环	关闭	开启，通过换热器为集热器防冻	开启辐射供暖

7.1.5 土壤热平衡控制策略

本次设计的建筑耗热量大于耗冷量，为了缓解土壤热不平衡现象的发生，虽然已采用跨季节蓄热的手段来尽可能保证土壤的取热量与释热量相平衡，但在实际运行的过程中仍有可能出现土壤温度下降的情况。为保证该系统能长期稳定运行，仍需考虑利用市政热网承担过剩的负荷来保持土壤温度稳定，而这就需要大量运行数据的支撑实现精准调控，以下列举了两种适用于本次冷热源的缓解土壤热不平衡现象的方法：

- ①利用市政热网承担部分热负荷，减小土壤取热量；
- ②利用上一运行年的数据，调整空调季与过渡季的太阳能利用策略，增大向土壤的释热量；

理论上，只要获取足够多的运行数据，再根据运行数据对现有能源利用策略做出相应的优化调整，该系统就能实现长期稳定节能运行，而这就需要建立相应的建筑能源能耗监测平台以实现运行策略的自动化调整。

7.1.6 热泵机组加卸载控制

本次设计分为两个水系统，每个水系统中都有一台热泵机组，此次设计的热泵机组加

卸载控制参照开利空调控制网络系统，以下为开利空调控制网络系统的加卸载控制流程图：

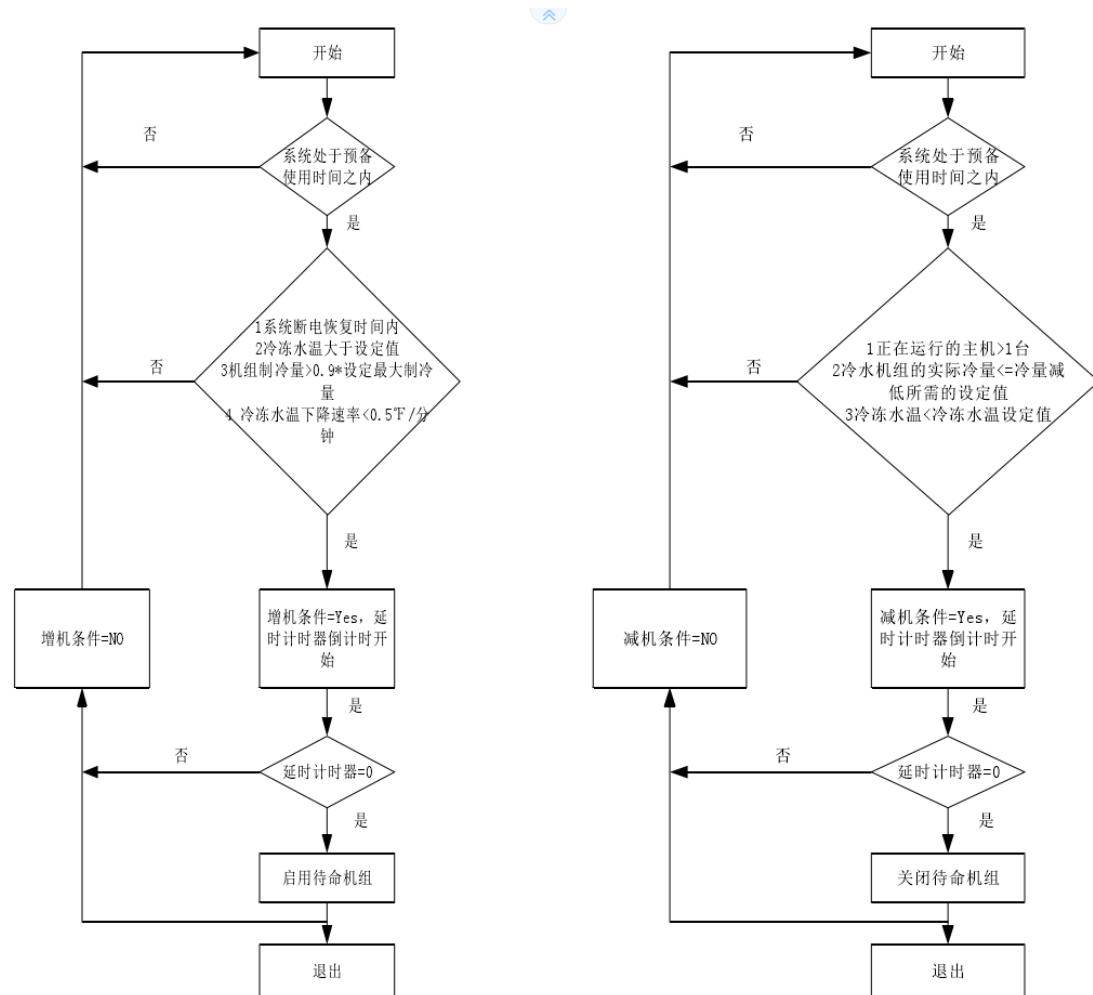


图 7.1-7 热泵机组加卸载控制策略

本次夏季与冬季均采用以上运行策略，旁通管的流量是最小单台热泵的最小允许流量，其作用是保证热泵机组的蒸发器设计流量不低于其最小流量，热泵机组的制冷量或制热量可通过供回水温差与供回水流量读取。

7.2 太阳能-地埋管地源热泵系统土壤热平衡验证

本章节通过利用 TRNSYS 软件瞬态计算与手工估算，对该冷热源系统的实际运行进行了模拟，在不考虑水泵对地埋管水温的影响下从中提取了一些数据以验证系统的可靠性并验证全年土壤热平衡状况。

7.2.1 空调季设备释热量计算

由前述说明可知，空调季中进入地埋管的热量主要为设备的冷凝热，在除去具有独立冷热源的房间后，其冷凝热来源自单台地源热泵机组与十六台水冷多联机的主机，冷凝热可通过下式估算：

$$Q_{summer} = Q_1 \times \left(1 + \frac{1}{EER}\right) \quad (7.2-1)$$

式中：

Q_{summer} ——空调季设备释热量，kWh；

Q_1 ——空调季无独立冷热源耗冷量，kWh，由前述章节计算得 262666.79 kWh；

EER——热泵机组平均制冷效率，根据地源热泵机组样本与水冷多联机样本取 EER=5.4；

根据上式计算得空调季设备释热量为 311308.8 kWh。

7.2.2 供暖季设备取热量计算

与上节类似，在供暖季两台地源热泵机组通过地埋管从土壤中取热以供给建筑采暖末端，其取热量亦可以根据下式计算：

$$Q_{winter} = Q_2 \times \left(1 - \frac{1}{COP}\right) \quad (7.2-2)$$

式中：

Q_{winter} ——供暖季设备取热量，kWh；

Q_2 ——供暖季无独立冷热源耗热量，kWh，由前述章节计算得 460186.25 kWh；

COP——热泵机组平均制热效率，根据地源热泵机组样本取 COP=3.6；

根据上式计算得供暖季设备取热量为 332356.74 kWh。

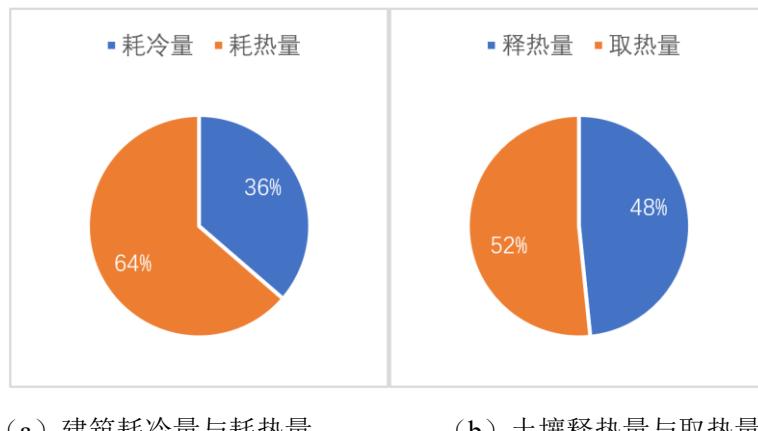


图 7.2-1 土壤热平衡分析图

由计算结果可看出，在不考虑过渡季集热的情况下，即使在建筑的耗冷量与耗热量比值将近 2:1 的情况下，土壤的释热量与取热量仍接近平衡，这是由于地源热泵的工作原理造成的，空调季热泵工作中向土壤释热中包括建筑冷负荷与压缩机所做的轴功，而供暖季热泵仅在土壤侧吸收部分低品位热能再通过压缩机提升品位来向房间供热，这就导致了即使在耗冷量与耗热量相等的条件下，释热量应远大于取热量。

上述计算简化了泵做功对地埋管侧温度的影响与变工况下 COP 与 EER 的变化情况，但是其结果仍有参考意义，同时也可以看出，虽然地源热泵已满足土壤热平衡的校核，但是其取热量仍大于释热量，且沈阳供暖季室外干球温度较低，气候寒冷，土壤热损失较大，易造成土壤温度逐年降低的现象，为了使系统长期稳定运行并保证冬季热泵机组处于较高 COP 状态，仍然需要考虑太阳能在过渡季下为土壤进行蓄热。

7.2.3 过渡季蓄热量计算

过渡季太阳能集热器的集热量通过 TRNSYS 模型简化计算，模拟时间为过渡季，季节划分已在前文中阐述，第一个过渡季为 4 月 1 日至 6 月 22 日，第二个过渡季为 8 月 2 日至 10 月 31 日。

理论上可以通过 TRNSYS 软件的模拟准确的计算出过渡季太阳能集热器向土壤蓄热的总蓄热量，但由于笔者对软件的认识还不够深入，本次模拟采用简化模型进行模拟。

在实际情形中，太阳能集热器所集热量通过换热器传递给水箱，水箱再通过换热器传递给地埋管环路，泵的启停通过温差控制法实现；而在本次模拟中仅计算太阳能集热器所获取的热量作为依据，根据文献给出的蓄热损失与管路损失估计过渡季的蓄热量，并且假设循环水泵在过渡期中一直运行，集热器进水温度恒定为 40°C，通过进出口温差与流量来估算太阳能集热器的有效得热量，本次模拟已考虑太阳能集热器的环境热损失，TRNSYS 模型如下图所示：

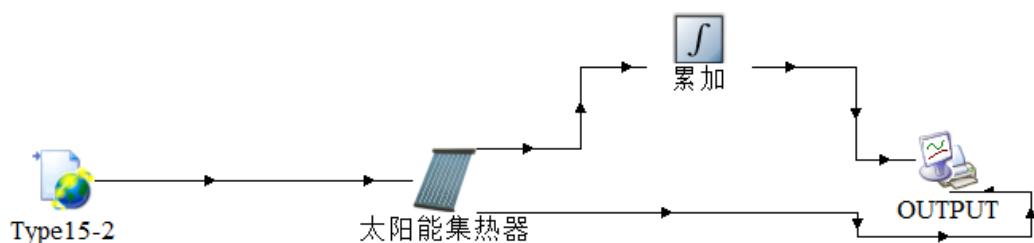


图 7.2-2 过渡季运行模式 TRNSYS 模型

模拟中使用的部件及其参数如下表所示：

表 7.2-1 TRNSYS 模型部件参数

部件	名称	主要参数设置
Type15-2	气象数据处理器	美国能源部沈阳地区典型年气象数据： CN-Shenyang-543420.t.m ²
Type71	太阳能集热器	真空管集热器，串联台数=5，集热器角度=30°； 集热面积=595 m ² ，循环介质为 32% 乙二醇溶液，比热容 3.56kJ/(kg·K)，入口温度为 40°C，流量为 27772kg/hr
Type24	数据累加器	每小时累加一次

有效集热量定义为太阳能集热器流体获得有用能量:

$$Q_u = m \times C_p \times (T_{out} - T_{in}) \quad (7.2-3)$$

式中:

Q_u ——太阳能集热器流体获得有用能量, kJ/hr;

m ——集热循环中的质量流量, kg/hr;

C_p ——循环介质的比热容, 单位 kJ/(kg·K);

T_{out} ——太阳能集热器出口温度;

T_{in} ——太阳能集热器进口温度;

模拟结果如下图所示, 坐标轴左侧为太阳能集热器出口, 右侧为太阳能集热器有效集热量:

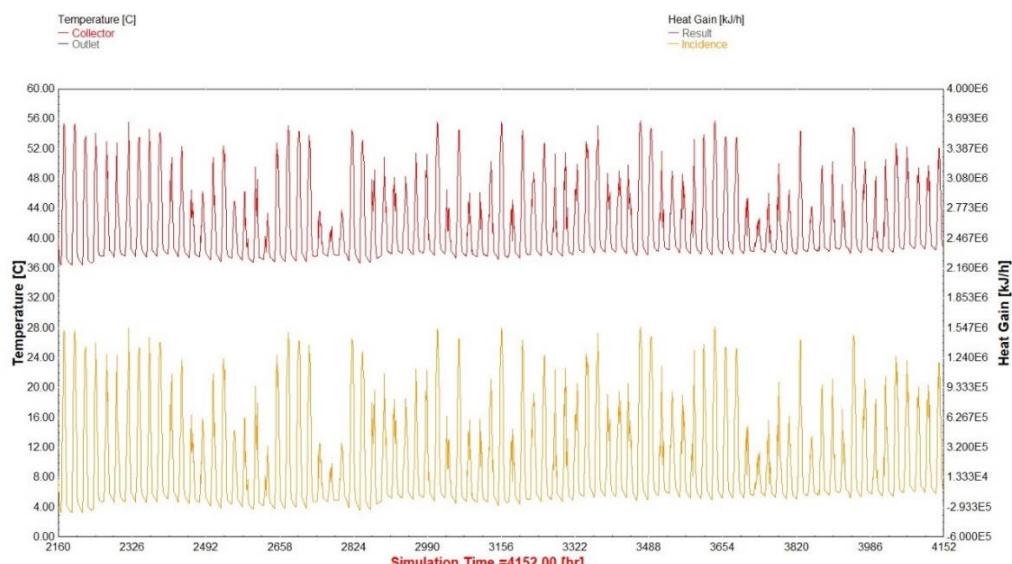


图 7.2-3 过渡季 (4.1-6.22) 集热模拟结果

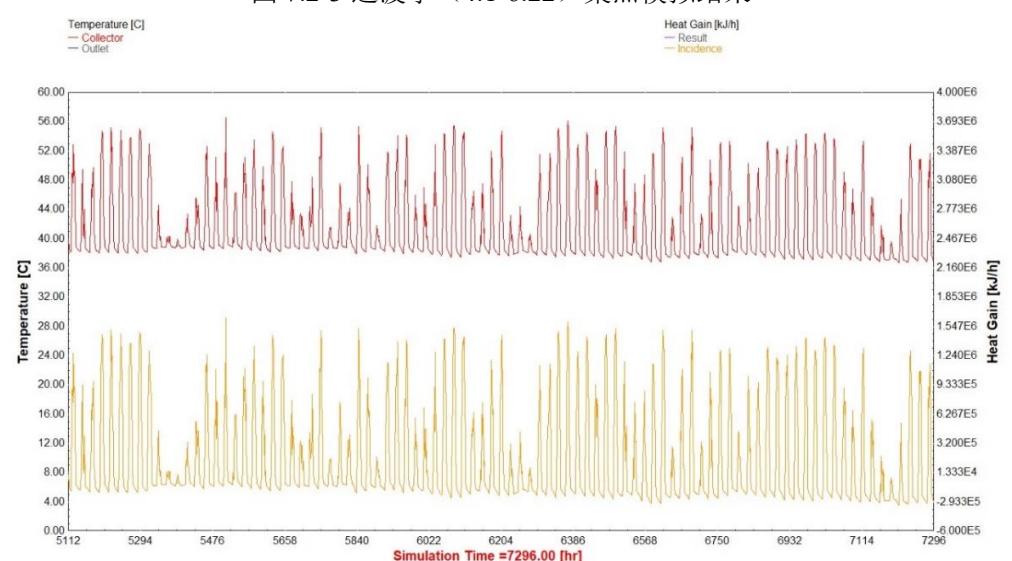


图 7.2-4 过渡季 (8.2-10.31) 集热模拟结果

经累加处理后，总有效集热量如下表所示：

表 7.2-2 过渡季太阳能集热器有效集热量

时段	4月1日至6月22日	8月2日至10月31日
有效集热量(kWh)	89549	84855

经文献调研得知，太阳能集热模块与短期蓄热模块的传热损失约为 8%，土壤蓄热率（蓄热量除去蓄热体在过渡期蓄热期间通过蓄热体顶面、侧面、底面与周围环境散热量与总输入能量的比值）为 75%，故理论上能蓄存在土壤中的热量为 $Q_u \times 92\% \times 75\%$ ，经计算后两个过渡季的总蓄热量为 120338.76 kWh。

7.2.4 土壤热平衡分析

由上述结果可对土壤热平衡进行简要分析：

释热量：空调季设备释热量+过渡季太阳能蓄热量=431648kWh

取热量：供暖季设备取热量=332357 kWh

故释热量大于取热量，差值为 99291 kWh；显然，若将过渡季所集的热量均排入土壤中，不仅能满足地源热泵冬季取热量的要求，并且产生了过剩的热量，理论上说可能造成土壤温度上升。

虽然该计算过程较为粗略，与实际运行可能存在较大偏差，但是我们仍可以将此结果作为假设而重新调整我们的运行策略。针对这一问题，笔者提出了以下解决方案：

①在空调季前的过渡季中，将该过渡季的太阳能运行策略调整成生产生活热水。

这样做好处是使得土壤温度在空调季到来之前保持较低的温度，从而提高空调季热泵机组的 EER 系数来节省能耗，并且在舍弃部分过渡季集热的情况下依然可以保持土壤热平衡，保证供暖季不会出现过低的土壤温度。

②保持过渡季蓄热模式，冬季利用地源热泵承担部分生活热水负荷。

随着地源热泵技术的发展，三联供热泵的技术也愈发成熟。冬季正是对生活热水需求较高的季节，若能利用蓄热季蓄存多余的热通过热泵生产生活热水，将大大减少生产生活热水所需的一次能源（如天然气等），并且由于土壤温度较高，在将近半年的采暖季中，热泵机组均能以较高的 COP 运行。

在实际运行中，我们遵循这样的策略：优先使用太阳能资源，在蓄热量充足的情况下，将部分热量用作承担生活热水负荷，故笔者提出这两种方案可根据实际运行状况灵活调整，做到供求平衡，运行稳定。

7.3 输配系统自动控制

本次设计的输配系统主要分为太阳能侧，地理管侧，用户侧，其水系统如下表所示：

表 7.3-1 建筑水系统分类图

系统分区	环路名称	水系统分类
太阳能侧	太阳能集热循环	一次泵定流量系统
	短期蓄热循环	一次泵定流量系统
	长期蓄热循环	一次泵定流量系统
地理管侧	地理管环路	一次泵定流量系统
用户侧	辐射末端环路	一次泵变流量系统
	空气处理机组环路	一次泵变流量系统

由冷热源运行策略可知，太阳能侧循环分为诸多模式且多采用温差控制法，对变流量需求较低，故均采用一次泵定流量系统，具体水泵选型参见第九章。

地理管侧在过渡季充当蓄热环路，在空调季充当冷却水环路，在供暖季充当低温热源环路，均采用一次泵定流量系统。

用户侧采用定温差变流量的控制方法，流量随着末端需求的改变而改变，故采用一次泵变流量系统。本次地源热泵机组设计为可变频热泵机组，可以通过改变所处理的水流量调整热泵输出。

7.3.1 太阳能侧输配系统控制策略

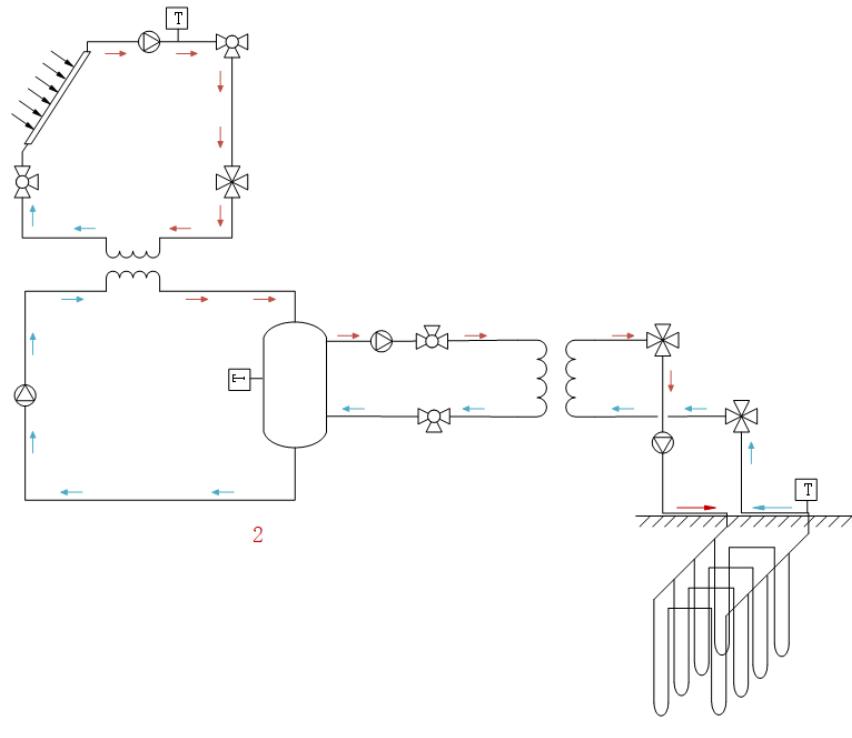


图 7.3-1 太阳能输配系统温度监测点

太阳能侧即 1, 2 模块中均采用一次泵定流量系统，系统原理已由冷热源控制策略中详细阐述，以下内容更深入的探讨该模块输配系统的运行策略。

输配系统中分为空调季运行模式，过渡季运行模式与供暖季运行模式，泵的启停主要采用温差控制法与温度控制法，监测点位为太阳能集热器出口温度，水箱温度与地理管出口温度，分别用 T_{solar} , T_{tank} , T_{ground} 表示。

在过渡季的运行模式中，系统采用温差控制法，在采暖季的运行模式中，系统采用温度控制法，具体逻辑已在前文阐述，泵的启停由控制器控制，属于随时蓄热运行，即当温差达到设定值时，开启模块中的两台泵。

在空调季的运行模式中，太阳能集热器的热量供给夏季生活热水使用，不在此次设计范围内，夏季天气炎热，人们对于饮用开水的需求会增加，太阳能集热器恰好可以满足这一需求，由于生产开水集热温度高，系统的热效率也会随之降低，其产热量不会太大，并且其中大部分还可以与凉水混合供沐浴使用，故夏季的太阳能资源也可以得到很好的利用。

供暖季的运行模式较为复杂，为简化控制逻辑，系统采用温度控制法，即以集热器出口温度为基准判断当日太阳辐射强度并由此做出模式判断，随着系统运行情况的变化，集热器出口温度基准也应根据具体情况进行调整。

7.3.2 地埋管侧输配系统控制策略

地埋管侧循环主要承担夏季冷却水循环，过渡季长期蓄热循环与冬季低温热源循环，季节切换通过地埋管侧的四通阀实现，循环水泵采用定流量泵。

1、冬夏季地源热泵运行时，为保证其土壤散热均匀，地埋管水始终在埋管中流动，分布到各个分支。

2、过渡季太阳能水箱进行蓄热，蓄热时间无法确定，因此在过渡季只开启中间两组 $5\text{m} \times 5\text{m}$ 地埋管，其余两组关闭，以免能源浪费。

7.3.3 用户侧输配系统自动控制

用户侧负荷变化较大，为了更好的实现供需平衡，本次输配系统选用一次泵变流量系统。对于一次泵变流量系统，业内常用的控制方法有定温差，定干管压差，定末端压差，变压差控制等方式，本次设计末端相对较多，干管与分支管数量大，由于传统的温差控制法控制比较滞后且控制精度不高，无法保证控制的及时性且不能兼顾整个系统的负荷变化情况，因此不采用传统的温差控制法，本次设计采用最不利端压差控制的运行方法，该方法需要热泵机组能做到蒸发器流量可变，而目前选择的机组满足这一要求。

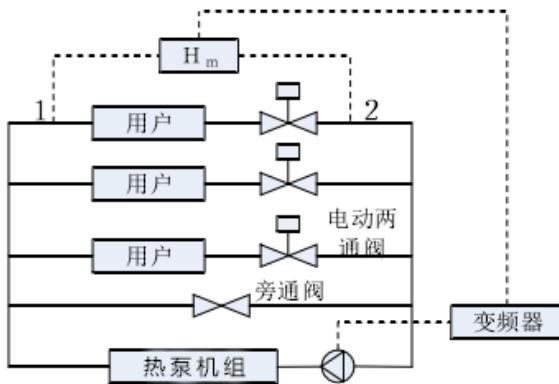


图 7.3-2 一次泵变流量系统示意图

在最不利端压差控制中，无论哪个支路调节阀开度发生变化，支路阻力系数和流量都会发生变化，由于系统管道之间的耦合作用，末端（最不利）支路的流量和压差也会相应发生变化，这是一个延迟很小的瞬时变化过程，所以最不利端压差控制具有反应快、灵敏度高的优点，所以这种控制方法因此适用于末端安装有双向调节阀的情况。另一方面，由于压差设定值一般是按设计条件下最不利的回路计算的，只要保证最不利的末端设备的正常运行，那么其他分支的流量也能满足要求。因此，最不利端压差控制方法是比较安全可靠的，是目前变流量水系统中最常用的控制方法，具体的控制策略如下图所示：

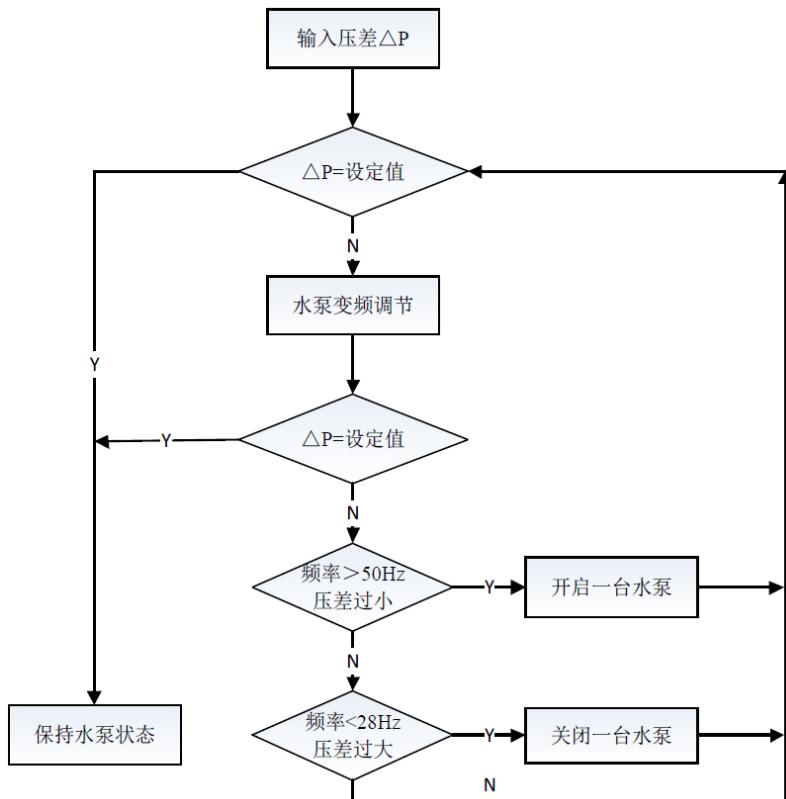


图 7.3-3 最不利环路压差控制策略

7.4 末端系统运行调节

本次设计末端系统为集中式与分散式相结合的末端系统，具体末端形式如下表所示：

表 7.4-1 末端形式汇总

夏季	风机盘管	冬季	地板辐射采暖
	热回收式新风处理机组		热回收式新风处理机组
	恒温恒湿机组		恒温恒湿机组
	全空气二次回风机组		全空气二次回风机组
	水冷多联机末端		分体式空调
	分体式空调		

其中，多联机末端和分体式空调的独立控制能力较强，可根据人员需求进行快速调节，其自控策略由设备厂商设计，现针对热回收式新风处理机组，全空气二次回风机组，地板辐射末端与风机盘管提出运行调节策略，除此以外，对于通风中风机的变频调控亦在本章进行说明。

7.4.1 热回收新风处理机组系统

本次设计中，针对排放量大于 $3000\text{m}^3/\text{h}$ 的空气处理机组均采用了热回收式新风处理机组，其新风处理机组（不含热回收段）的自控原理如下图所示：

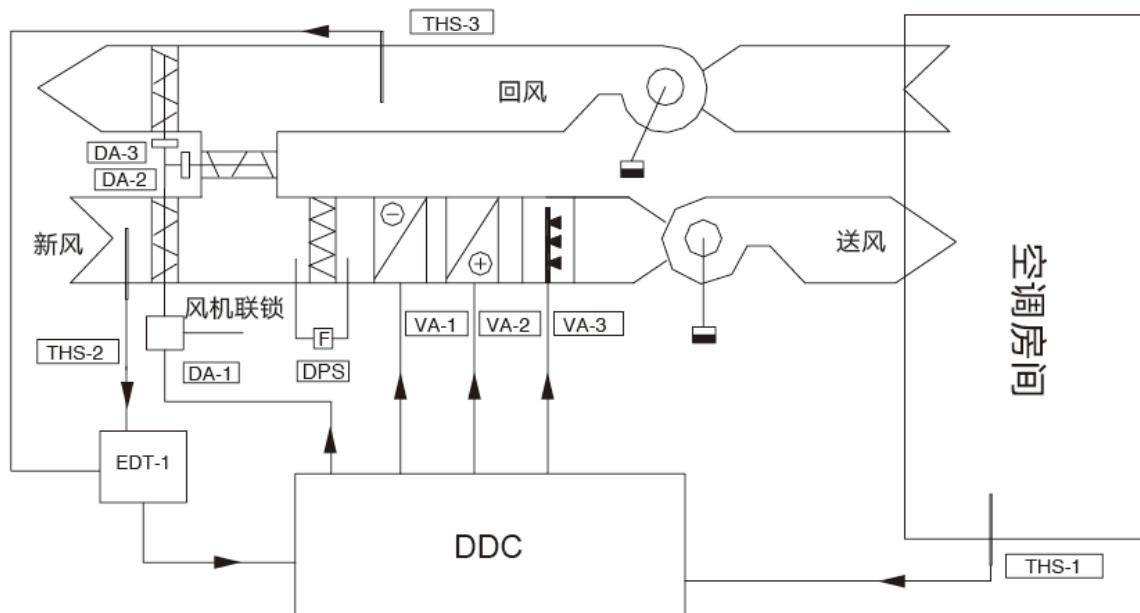


图 7.4-1 新风处理机组自控原理图

表 7.4-2 新风处理机组控制图说明

符号	名称	备注
DDC	DDC 直接数字控制器	模拟量输入/输出、开关量输入/输出
VA-1/2/3	电动调节阀	模拟量控制、弹簧复位

THS-1	房间型温湿度传感器	组合式
THS-2/3	风道型温湿度传感器	组合式
EDT-1	焓差变送器	
DPS-1	压差开关	
DA-1/2/3	风阀执行器	模拟量控制、开关量控制、弹簧复位

(1) 温度控制：利用室内温度传感器 THS-1 检测室内温度，将温度信号送至 DDC 控制器与设定目标值进行比较运算，根据运算结果由 DDC 控制器输出信号调节冷水阀或热水阀的开度，进而控制室内温度；

(2) 湿度控制：利用室内湿度传感器 THS-1 检测室内湿度，将湿度信号送至 DDC 控制器与设定目标值进行比较运算，根据运算结果由 DDC 控制器输出信号调节冷水阀或加湿器的开度，进而控制室内湿度；

(3) 混风控制：新回风风道温湿度传感器 THS-2, THS-3 分别检测新、回风的温湿度，经焓差变送器 EDT-1 计算比较并将焓差信号输入 TC-1。TC-1 根据此信号输出相应信号，控制新/回风及排风风阀 DA-1, -2, -3 的开度比例，调节新/回风混合比，达到节能的目的。同时还可改善室内空气状况（冬夏季节保持最小新风量，过渡季节尽可能利用室外新风）。

本次设计中风量较大的空气处理机组采用转轮式热回收段，其能量回收原理是在转轮转动过程中，让新风与排风同时流过转轮面并释放和吸收能量。在夏季制冷运行过程中，当排风通过转轮时，由于排风温度低于芯体温度，热量由芯体转移给排风，芯体温度降低，而新风通过转轮时，由于新风温度高于芯体温度，故热量由新风转移至芯体，新风温度降低。在全热型转轮式能量回收装置中，除了显热的转移，还可以通过空气中水蒸气分压力的不同而完成湿量的转移。

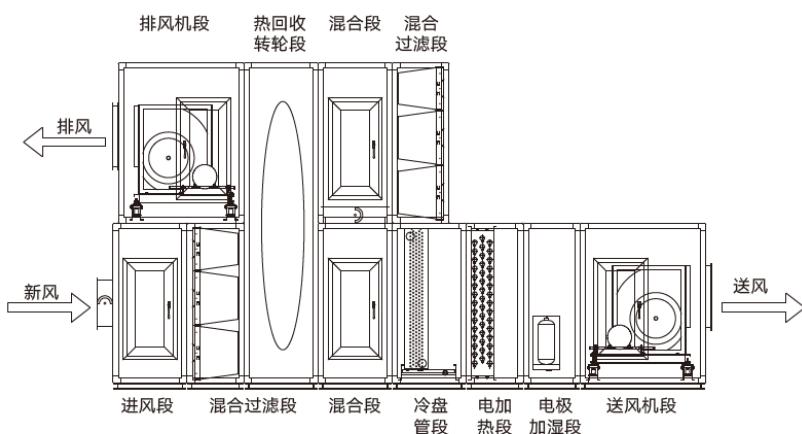


图 7.4-2 热回收式新风处理机组示意图

本次运行策略采用焓差控制法，即在热回收段的新风和排风入口处，设置焓值传感器③，分别测量排风与新风的焓值，当夏季新风焓值高于排风焓值时（冬季状况则相反），焓值控制器②通过 rotomatic①（转轮控制器）指挥热回收器以最大转速投入运行。

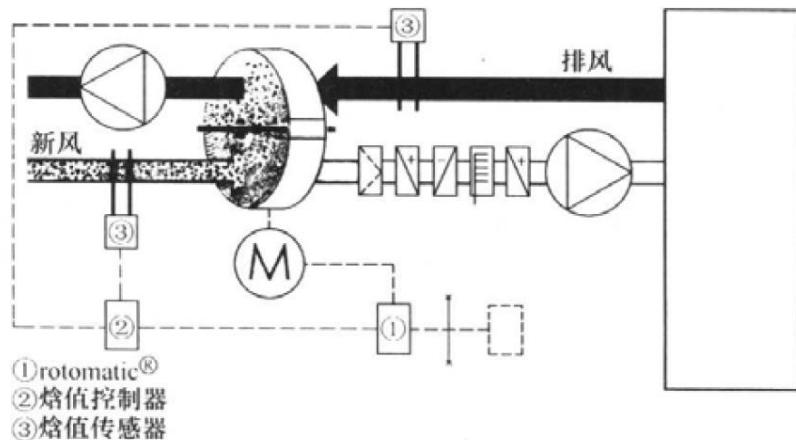


图 7.4-3 热回收段焓差控制原理图

同时也可以注意到，在沈阳地区应用热回收技术时，转轮芯体可能结霜与结冰现象。

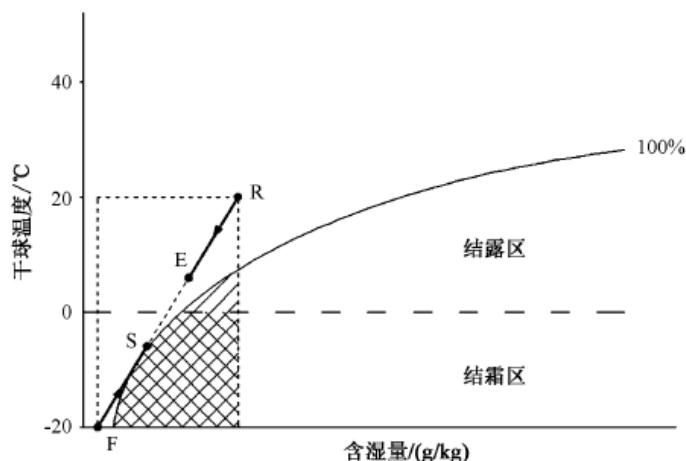


图 7.4-4 冬季采用排风热回收可能出现的结霜现象

首先需通过焓值传感器预判系统是否存在结霜风险，若通过机组计算识别到热回收段有结霜的风险，则可以通过降低转轮转速降低热回收效率来预防结霜，若转轮转速的调整使得该点在排风半圈内有足够的吸收热量冰霜将全部融化并排除冷凝水，周而复始，虽然热回收器局部区域有可能结霜，但总体不会出现霜堵现象。

本次设计在热回收器新风入口侧设置空气预热器，当室外温度降低到一定程度时，开启预热器，使热回收器新风入口侧空气温度高于设定值来预防结霜，当排风侧一旦发生霜堵时，需加大新风预热器加热量并减少新风量，使新风进口温度高于 0°C，由热回收器反向传热融霜。

7.4.2 全空气二次回风机组

本次设计针对会议室座椅送风与员工餐厅采用带热回收的全空气二次回风机组，其热回收控制策略同热回收式新风处理机组，参照北京市建筑设计研究院中关于二次回风的自动控制方案：

(1) 空调季与供暖季工况运行策略

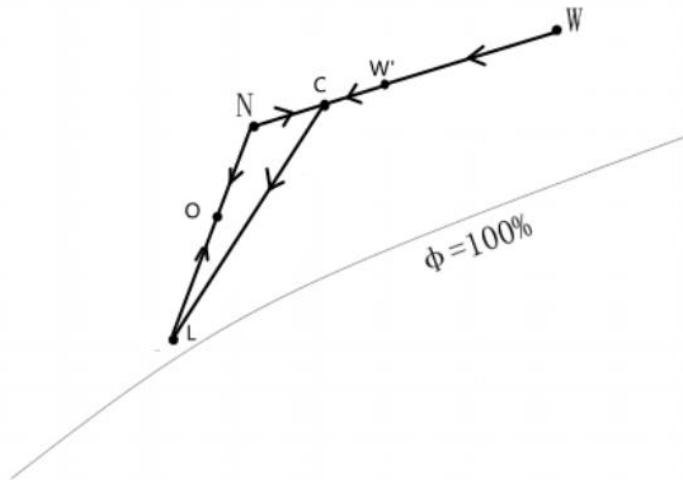


图 7.4-5 带热回收的二次回风系统夏季处理过程

以夏季为例，夏季工况送风温度为 21 °C，采用二次回风系统，避免二次加热。在送回风机定频运行新风量设置最小新风量这一工况下，将送风温度 21°C 作为参考量，采用 PID 算法，调节表冷器水阀开度；根据回风温度与设定温度的差值，通过 PID 算法调节二次阀门的开度；一次回风量为送风量与二次回风量、新风量的差值。

二次回风机组风量如下式计算：

$$Q_{\text{新风量}} + Q_{\text{回风量}} = Q_{\text{送风量}} \quad (7.4-1)$$

$$Q_{\text{排}} = Q_{\text{新风量}} - Q_{\text{微正压}} \quad (7.4-2)$$

式中 $Q_{\text{微正压}}$ 为维持会议厅保持 5Pa 的正压所需的风量。

根据回风端 CO₂ 变化，调节新风量。新风量变化联动送风机、排风机的频率变化。根据并联风机运行特性，所有送风机、排风机同频运行。

监视点如下：① 室外空气、送风端、回风端、表冷器/ 加热盘管后端温度、湿度；② 回风端 CO₂ 浓度；③ 空气过滤器进出口静压差的越限报警；④ 送风机、回风机运行状态、故障状态；⑤ 变频器故障；⑥ 手自动状态。

控制点如下：

① 送风机、回风机启停状态、频率；② 一次回风阀、二次回风阀、进风阀开度；③ 座椅下方电动阀开关；④ 表冷器/ 加热盘管水阀开度；⑤ 高压静电除尘开关。

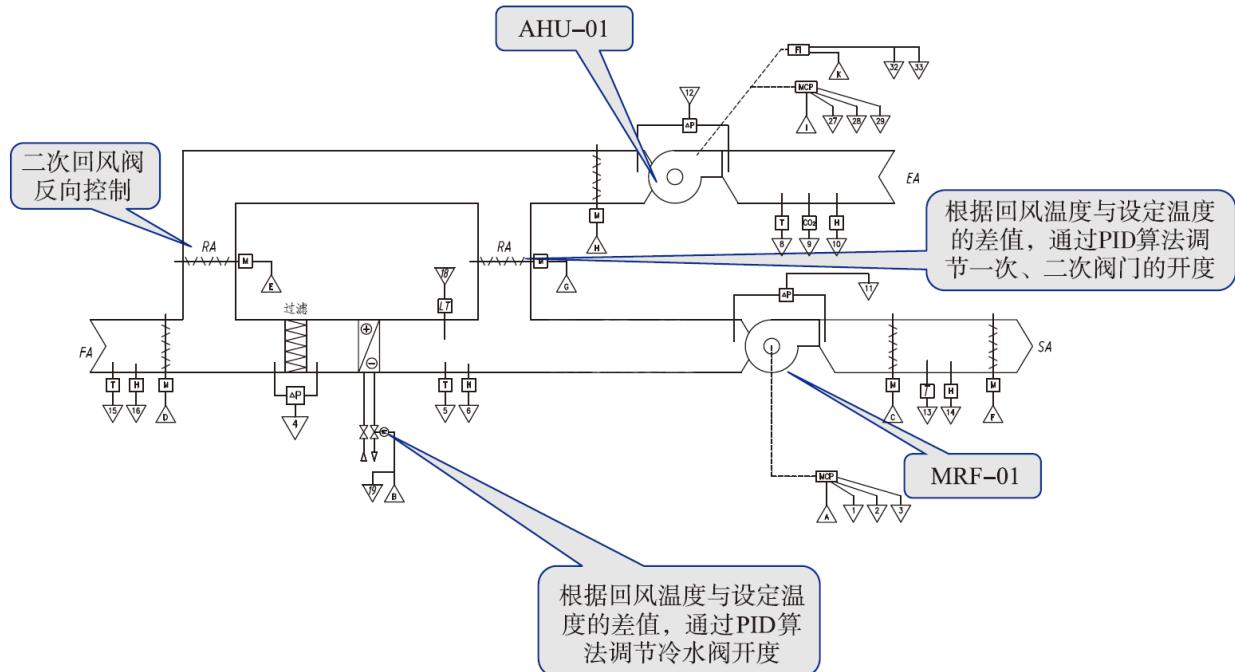


图 7.4-6 二次回风系统监控原理图

(2) 过渡季工况运行策略

在过渡季工况中，当气候条件适宜时，可进行全新风运行：关闭一次回风、二次回风阀、表冷器/ 加热盘管水阀；此时二次回风机以直流系统运行，运行监控原理图如下图所示：

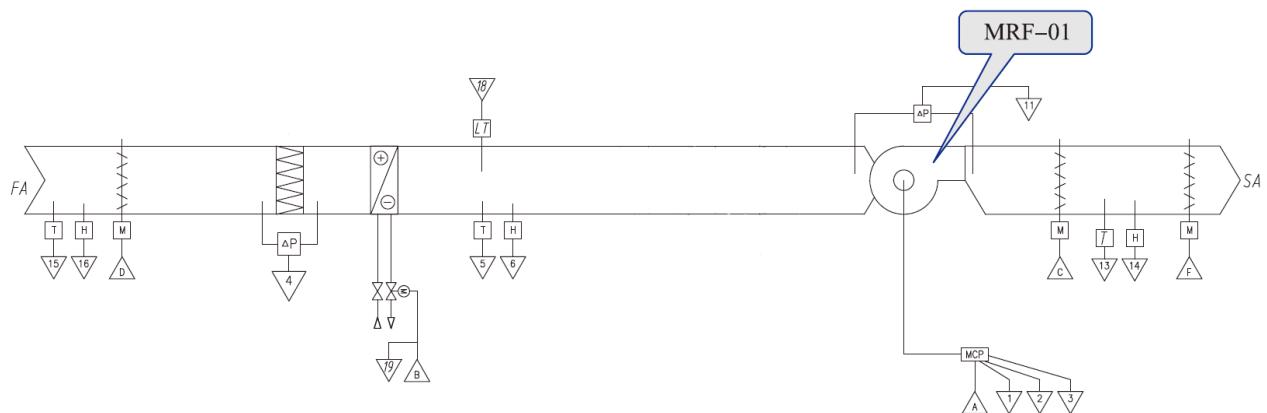


图 7.4-7 过渡季二次回风机组直流模式监控原理图

7.4.3 地板辐射末端系统

本次设计较多采用了地板辐射末端系统，地板辐射末端对室内温度的调控通过带无线电模块的房间温度控制器+无线电信号接收器+电热(热敏)执行机构+带内置阀芯的分水器实现。

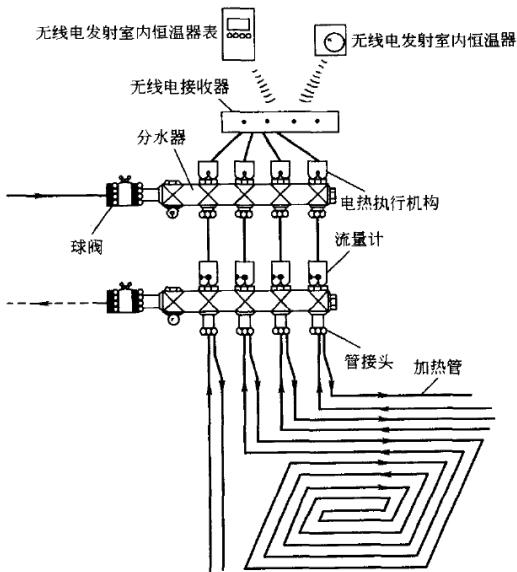


图 7.4-8 地板辐射末端控制示意图

通过带无线电模块的发射器的房间温度控制器对室内温度进行设定和监测，将监测到的实际值与设定值进行比较，然后将比较后得出的偏差信息发送给无线电信号接收器(每隔 10min 发送一次信息)，无线电信号接收器将发送器的信息转化为电热(热敏)式执行机构的控制信号，使分水器上的内置阀芯开启或关闭，对各个环路的流量进行调控，从而保持房间的设定温度。

由于该建筑位处严寒地区，为了防止极端气候下，采暖房间热水管道有冻结的风险，《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB50736-2012) 第 5.1.5 条规定，严寒或寒冷地区设置供暖的公共建筑，在非使用时间内，室内温度应保持在 0°C 以上；当利用房间蓄热量不能满足要求时，应按保证室内温度 5°C 设置值班供暖。

针对办公建筑的使用特性与低温地板辐射调节的滞后性，在本次设计中，由于采取的围护结构性能较好，为了使室内温度满足人员舒适度的要求与保证供给端的稳定运行，工作日全天工况下均处于连续运行工况，在不使用的夜间将室内设计温度调低 3-5°C，并在上班前两个小时将室内温度调整成设计温度，以达到节能的效果。

而在周末与其他假期期间由自动控制系统调整成假期模式，在假期模式下，室内采暖设计温度为值班供暖温度，在工作日上班的前 8 小时开启房间预热，直至达到工作日模式的室内设计温度。

7.4.4 风机盘管系统

针对部分房间的风机盘管，风量设置三速开关，根据风量调节设备的供热、供冷量。风机盘管温度控制系统由温控器、电动阀组成。通过温控器检测室内温度，并与控制器设

定值比较，根据偏差来调节空调回水管上的二通阀，从而使房间温度稳定。

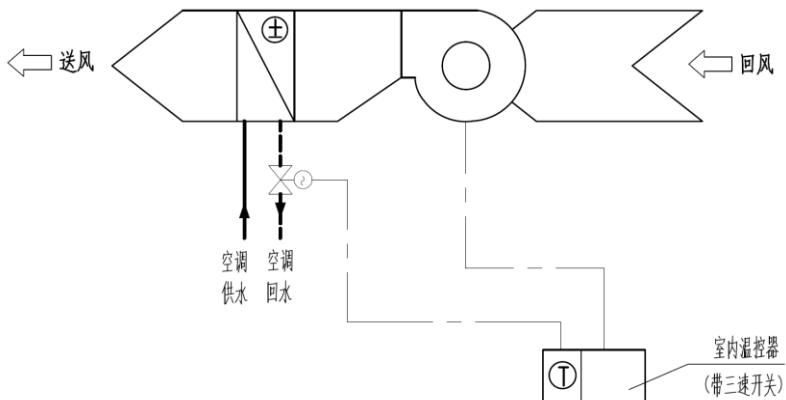


图 7.4-9 风机盘管自控原理图

7.4.5 通风变频

本次地下车库通风采用变频风机，通风变频的目的：使通风系统节能，解决通风量与排烟量不一致的问题。对于有明显高峰期的办公类地下车库，可采用分时段通风的方式，节约运行成本。发生火灾时，通风、排烟系统兼用的风机可采用变频器跨接的方式保证排烟的可靠性。

《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB50736-2012) 第 6.3.8 条规定：“……车流量随时间变化较大的车库，风机宜采用多台并联方式或设置风机调速装置”。对于车流量变化较大的车库，由于其风机设计选型时是根据最大车流量选择的（最不利原则），而往往车库的高峰车流量持续时间很短，如果持续以最大通风量进行通风，会造成风机运行能耗的浪费。这种情况，当车流量变化有规律时，可按时间设定风机开启台数；无规律时宜采用 CO 浓度传感器联动控制多台并联风机或可调速风机的方式，会起到很好的节能效果。CO 浓度传感器的布置方式：当采用传统的风管机械进、排风系统时，传感器宜分散设置。当采用诱导式通风系统时，传感器应设在排风口附近。

配置 CO 浓度传感器是必要的，可以用 CO 浓度传感器控制风机的运行时间间隔。风管式通风系统可以将 CO 传感器均匀设置在车库内（传感器数量根据需求来确定，一般每 $500\sim800 \text{ m}^2$ 设置一个传感器，取值采用同一防火分区探测到的 CO 最高浓度或平均浓度。根据探测到的 CO 浓度与预设值比较，按探测值与预设值的差值调节排风机频率，同时调节送风机频率。

《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB50736-2012) 规定了 CO 限制为 $30\text{mg}/\text{m}^3$ ，但是对于变频通风系统中 CO 浓度预设值没有规定。从人体健康对 CO 浓度的要

求来考虑预设值的大小, CO 与血液中血红蛋白结合成碳氧血红蛋白, 通过实验研究发现: 8 h 接触 CO 的安全值为 18.75 mg/m^3 。车库内 CO 质量浓度控制在 18mg/m^3 以下, 保证车库工作人员的健康。当室内 CO 质量浓度低于 4 mg/m^3 时, 已达到室外空气质量二级标准, 此时可不采取通风措施。为防止风机频繁启停, 需设定延时。运行初期车库的 CO 质量浓度未达风机启动最低设定浓度时, 应定时开启风机, 以利于防潮以及异味的排除。

7.5 疫情背景下办公建筑的运行

办公建筑运行管理和使用防疫目的是“控制传染源、切断传播途径、保护易感人群”。针对新冠病毒传播方式的特点, 应着重加强对办公建筑的空调通风系统、人员集中使用场所、公共卫生场所等采取防疫措施。人员集中使用场所主要包括门厅、办公室、会议室、餐厅、电梯及其他公共空间, 公共卫生场所主要为公共卫生间等。

(1) 办公室

办公室夏季使用分散式的多联机系统, 冬季使用地暖, 可正常使用系统, 不会造成交叉感染。为保证室内空气良好, 外窗可开一条小缝, 保持空气的流通。

对于没有通风换气条件的办公室, 应暂停使用; 对于有自然通风换气条件的房间, 应在使用期间确保外窗一定的开启度。

(2) 会议室

对于大开间会议室或多功能厅(二层大会议室、九层多媒体报告厅), 应合理布置桌椅, 避免人员面对面的布置方式。会议、交流等活动应至少确保人员间隔 1m 以上。

若设有独立的新风机、会议室还需要供暖时, 新风处理机组的出风温度设定值尽可能提高; 夏季需要供冷时则将新风处理机组的出风温度设定值尽可能降低。

会议室或多功能厅应在使用前前提前半小时使用含氯消毒剂消毒, 使用后在进行一次消毒。

(3) 餐厅

售餐窗口与热加工区域之间, 应采取局部隔断措施(例如透明板等), 将餐厅内人员与厨房加工人员和区域适当隔开, 隔离高度应大于 1.8m 。

(4) 电梯

轿厢内安装有通风风扇的电梯, 应当保持通风风扇长期开启。

(5) 公共卫生间

公共卫生间应尽可能采用自然通风方式进行通风换气, 否则必须采用机械通风措施。

(6) 其他

地下车库的通风系统，应按照设计要求正常投入运行，可适当加长运行时间。

办公建筑的空调通风系统启动前，相关工作人员应掌握系统自身特点，了解每个系统所服务的楼层和房间等详细情况，制订出相应的预案，明确突发情况的应对措施。疫情期间要求每周一次对出风口、冷凝水积水盘、过滤网进行消毒。

采用新风、排风热回收器进行换气通风的空调系统，应按最大新风量运行，且新风量不得低于卫生标准，达不到标准者应通过合理开启门窗，加强通风换气，以获取足额新风量。

在疫情期间，全空气空调系统与水—空气空调系统宜在每天空调启用前或关停后让新风和排风机多运行 1h，以改善空调房间室内外空气流通。

第八章 特殊区域供暖与通风设计

本章根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB50736-2012)、《建筑防烟排烟系统技术标准》(GB51251-2017)及《建筑设计防火规范》(GB50016-2014)对建筑的车库、设备用房、卫生间、浴室等房间进行通风系统设计，对规范要求的严寒地区车库采暖进行设计。

8.1 设备房、卫生间、淋浴室通风设计

8.1.1 设备房通风设计

设备用房位于该建筑地下一层第一防火分区，该区域设备发热量大，若不及时通风排除热量，将会导致室内温度升高，进而影响设备的运行性能，该区域周围有两个楼梯间通向室外，具备自然进风的条件，且该防火分区中只设置了排风机房，《建筑设计防火规范》中规定通风和空气调节系统，横向宜按防火分区设置。所以设备房通风采用自然进风、机械排风的方式。

1. 排风量的确定

根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB50736-2012) 机械通风章节，各设备房通风换气次数、排风量参数如下表所示：

表 8.1-1 设备房通风设计表

房间名称	面积 (m ²)	排风换气次数 (次/h)	排风量 (m ³ /h)
消防水泵房	125	5	3562.5
生活水泵房	118	5	3363
换热站	200	5	5700
制冷机房	250	5	7125
弱电机房	100	8	4560
变电所	437	8	19927.2
柴油发电机房	80	10	4712
储油间	10	10	570

其中，柴油发电机房排风系统根据《实用供热空调设计手册》1004页进行设计，风量为进风量减去燃烧所需空气量，燃烧空气量按 $7\text{m}^3/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 计算。进风量按消除余热及稀释有害气体计算，并取其大者。

2. 阻力估算及风机选型

按 $5\text{Pa}/\text{m}$ 估算系统阻力，风管最不利环路长度 49.5m，所以排风管道总阻力为 247.5Pa 。

排风机风量 $L_{pf}=1.1\times44807.7=49288\text{m}^3/\text{h}$

排风机风压 $P_{pf}=1.1\times247.5=272.25\text{Pa}$

根据以上计算结果选取排风机型号如下：

表 8.1-2 设备房排风机选型

	型号	风机名称	风量 (m³/h)	全压 (Pa)	功率 (kW)
设备房排风机	NO.14	轴流风机	47484	458	8
柴油发电机房排风机	NO.5.6	轴流风机	6595	232	0.37

8.1.2 卫生间及淋浴室通风设计

该办公楼的二层临近健身房、羽毛球馆的区域设有淋浴室，一至九层西侧均设有卫生间。对淋浴室及卫生间设计机械排风系统，进风由相邻区域补充，设置独立排风扇，根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB50736-2012)公共卫生间 10-15 次/h 换气，排风量按换气次数 10 次/h 确定，淋浴室排风量按换气次数 6 次/h 确定。由于各层淋浴室及公共卫生间均靠近室外，排风通过高窗直接排至室外。

淋浴室、卫生间通风量汇总表如下：

表 8.1-3 淋浴室、卫生间通风量汇总表

房间名称	面积 (m²)	进风换气	排风换气次数 (次/h)	进风量 (m³/h)	排风量 (m³/h)
淋浴室	40	邻室进风	6	-	1450
卫生间	28	邻室进风	10	-	1260

选择排风扇参数如下：

表 8.1-4 排风扇参数表

	型号	个数	输入功率 W	风量 m³/h
百叶窗式换气扇	APB30-6-B	10	50	1692

8.2 车库排风与排烟合用系统设计

地下车库通风的目的是稀释汽车排出的 CO, C_mH_n 及 NO_x 等有害物。《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》中规定地下汽车库宜设置独立的送风、排风系统，送排风量宜采用稀释浓度法计算，对于单层停放的汽车库可采用换气次数法计算，并应取两者较大值，送风量宜为排风量的 80%~90%。根据《车库建筑设计规范》(JGJ100-2015)，机动车库换气次数为 5 次/h，车库的送风、排风系统应使室内气流分布均匀，送风口宜设在主要通道上。

该建筑地下一层只设置了送风机房和排风机房，根据规范，车库内排风与排烟可共用

一套系统，但应满足消防规范要求。当通风、空调系统与排烟系统合用时，每个风口上都需安装自动控制阀，或在相关的风管上安装自动控制阀，才能满足排烟的要求。

通风与排烟合用，设计时需注意：

- ①用于消防排烟的风机应能满足在 280°C 的环境条件下连续工作 30min 的要求；
- ②系统风量应满足消防排烟的排烟量；
- ③系统上的柔性接管必须为不燃材料，同时一定要满足在 280°C 的环境条件下能够连续工作不少于 30min 的要求；
- ④密闭性能好的电动风阀应根据控制要求，自动动作。
- ⑤应加厚钢制风管的钢板厚度，风管的消声器、保温材料等必须采用不燃材料。

8.2.1 风量计算及风机选型

以车库第二防火分区为例计算系统风量：

根据《汽车库、修车库、停车场设计防火规范》，卫生部门要求车库每小时换气次数为 6-10 次，该车库换气次数取 6 次/h，计算排风量为 94616m³/h，送风量为 85154m³/h。车库防烟分区内净高为 5m 时排烟量为 33000m³/h，净高为 6m 时系统风量为 34500m³/h，该建筑车库净高为 5.7m，采用线性插值法，计算该防烟分区内排烟量为 34050m³/h。

设计排风量大于排烟量，所以系统风量为：排风量 94616m³/h，送风量为 85154m³/h。

按 5Pa/m 估算系统阻力，风管最不利环路长度 122m，所以风管总阻力为 610Pa。

排风机风量 $L_{pf}=1.1\times94616=104077\text{m}^3/\text{h}$

排风机风压 $P_{pf}=1.1\times610=671\text{Pa}$

送风机风量 $L_{sf}=1.1\times85154=93669\text{m}^3/\text{h}$

送风机风压 $P_{sf}=1.1\times610=671\text{Pa}$

表 8.2-1 车库送风机选型表

设备名称	数量	型号	风量 (m³/h)	全压 (Pa)	功率 (kW)
送风机	2	NO.20	91210~12033	652~912	8~15

排风机采用双速风机，低速时平时排风，高速是火灾时排烟。由于地下室受地下条件和空间的限制，在满足风量及风压等参数的条件下，消防的排烟系统和平时的排风换气是可以合用的，所以我们在地下车库内采用双速风机，也就是同一风机及同一风管。在一般情况下，风机低速运行作为排风换气使用，当发生火灾时，风机立刻变为高速运行，作为消防排烟风机使用。

这样一台机二用，不但降低建筑造价，节约空间，更重要的是提高了设备的使用效率及

可靠性。如果排风和防排烟是完全分开的两套系统，而消防排烟风机只是在发生火灾时才投入运行，平时很少使用，那么出现故障很难及时被发现并得到检修，而真正火灾时，又很难保证能顺利投入使用。而双速风机刚好克服了这一缺点，平时作为排风机运行，出现问题能及时被发现并得到维修，时时处于良好的准备状态。

表 8.2-2 车库排风机选型表

	数量	型号	风量 (m³/h)	全压 (Pa)	功率 (kW)
排风机	2	HTFC-V14	107976	558	30

8.2.2 系统形式

车库内通常采用单层百叶排风(烟)口侧排风(烟)，自带调节阀，风口兼具排烟和排风功能。排烟时，每个排烟口的风速不应大于 10m/s；排风时，每个排风口风速 3~4 m/s 为宜。车库内任意点距离与其最近的排风(烟)口的距离不应超过 30m。车库内通常采用单层或双层百叶送风口下送风，每个送风口的风速 2~3 m/s 为宜。

排烟风机入口安装 280°C 常开电动排烟防火阀，连锁风机关闭，超过 280°C 关闭。为了调节各排风(烟)支管风量，可以在支管上安装对开多叶调节阀。当有两个或两个以上通风系统共用一个通风竖井时，在各通风系统水平风管与竖井的连接处设置防火阀(排烟系统为 280°C 防火阀，送风系统为 70°C 防火阀)和止回阀。排风(烟)系统的止回阀安装在排风(烟)机的入口段，送风系统的止回阀安装在送风机的出口段。

《建筑防烟排烟系统技术标准》中规定排风排烟合用时应符合排烟系统的要求，且当排烟口打开时，每个排烟合用系统的管道上需联动关闭的通风和空气调节系统的控制阀门不应超过 10 个。

8.3 车库采暖设计

《车库建筑设计规范》中规定严寒地区机动车库内应设集中采暖系统，对于设有采暖设施的车库，宜在出入口处设热空气幕，且热空气幕应优先采用集中热源。车库内采暖设计温度为 5~10°C，本次建筑车库设计温度取 5°C。

查阅文献严寒地区车库热负荷指标为 15W/m²，地下车库面积为 5433.45 m²，估算车库热负荷为 81.5kW。

8.3.1 散热器的选择

选择散热器类型为铸铁翼型 THW(I)100-600-0.8，散热器的散热面积 F 按下式计算：

$$F = \frac{Q}{K \cdot (t_{pj} - t_n)} \cdot \beta_1 \beta_2 \beta_3 \quad (8.3-1)$$

式中：

Q ——散热器的散热量，W；

t_{pj} ——散热器内热媒平均温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

t_n ——供暖室内计算温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

K ——散热器的传热系数，W/($\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)；

β_1 ——散热器组装片数修正系数，=0.92；

β_2 ——散热器连接形式修正系数，=1；

β_3 ——散热器安装形式修正系数，=1.06.

其中， $K = a \cdot (\Delta t)^b$, a=1.533, b=0.31.

散热器面积 $f=0.48$, $n=F/f$.

带入参数计算得散热器片数为643片，布置时为15片一组，系统形式采用机械循环、双管式、水平式，均匀布置在地下车库沿墙位置。

8.3.2 空气幕设备的选择

根据《车库建筑设计规范》：“对于设有采暖设施的车库，宜在出入口处设热空气幕，且热空气幕应优先采用集中热源。”

选择离心式风机幕型号及参数如下：

表 8.3-1 离心式风机幕参数表

型号	尺寸 mm	制热量 kW	风量 m^3/h	温升 K
RM-4020S-3D/Y	2000×350×240	24	3680	40-55

第九章 减震、防噪、绝热、防腐

9.1 噪声与震动控制

在空调系统运转过程中，震动动的部件会产生噪声，如：冷却塔、水泵和风机都会产生噪声，按照传播介质主要可以分为三种：由空气传播的噪声、由固体围护结构传递的噪声、由风管传递的噪声。该建筑是参观和办公类型的建筑，噪声会影响人们的参观体验和工作

本次设计主要采取以下减噪措施：

- (1) 为了降低由于风管内气流流速和压力的变化以及对管壁和障碍物的作用而引起的气流噪声，在保证节能设计的情况下，尽量降低风管的流速。
- (2) 在风机或者水泵的接口处加上软接头，减少震动通过风管和水管传声。
- (3) 在制冷机房、空调机房的内表面敷设隔声材料，机房门采用隔声门，对于运转声音较大的风机和水泵可以加装风机隔声箱，局部隔声罩等设施。
- (4) 风管可以设置消声器或者消声弯头在容易产生较大噪声的场所（如机房出口、入口），或对噪声有较高要求的场所（录音室）。
- (5) 在设备选型中（包括风机、水泵、制冷机，水冷多联机空调系统），应考虑设备的噪声量是否满足房间允许的声功率级要求。
- (6) 在机械传动设备下方设置隔振元件，机械传动设备的转速较小时（转速低于 1500r/min）采用弹簧减振器，转速较高时（转速高于 1500r/min）采用橡胶减振器。
- (7) 风管和水管的吊支架与楼板、墙体的连接处应设置吊式隔振器。

9.2 管道与设备的保温绝热

暖通空调的设备和管道的温度与环境温度相差较大，应采取相关绝热措施减少能量在传播过程中的消耗，这样也间接地起到了节能的目的。此次设计所采取的绝热措施如下：

- (1) 空气处理机组、冷却水泵、分集水器等设备均应采取绝热措施，外部敷设 40mm 橡塑保温材料。
- (2) 为了避免室内冷凝水管道外表面结露，冷凝水管道也应采取绝热措施。管道保温材料采用柔性泡沫橡塑套管，当管道位于空调房间的吊顶内部时，保温层厚度为 9mm，当管道位于非空调房间内时，保温层厚度为 13mm。
- (3) 查《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB50736-2012) 附录 K，风管的

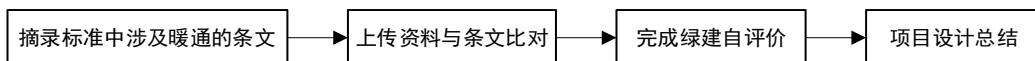
绝热层的最小热阻为 $0.81 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ 。风管绝热材料采用聚氨酯泡塑，其 $\lambda=0.0293 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ，故绝热层厚度为 23mm。

9.3 管道与设备的防腐

设备与管道的防腐是为了减少在运行过程中，设备与管道遭到不良水质、潮湿空气的锈蚀，本次设计主要的防腐措施有：循环水环路设置水处理器，风管采用镀锌钢板，对于保温水管，在进行保温处理前，需要刷两层铁红油性防锈漆（Y52-3）做防锈处理；而对于不保温管道，先涂刷两层铁红酚醛底漆，再在其表面涂刷一层铝粉调和漆，以达到防腐的效果。

第十章 绿色建筑评价与项目设计总结

本章利用绿建斯维尔公司绿色建筑策划与评价系统对本次设计建筑进行《绿色建筑评价标准》(GB/T 50378-2019) 中关于暖通条文评价，通过该平台验证本次设计目标的达成度，提交相应的证明材料，从而完成设计的全部任务，并总结本次项目设计内容。



10.1 绿色建筑评价标准中涉及暖通专业的条文

《绿色建筑评价标准》(GB/T 50378-2019) 条文主要分为控制项与评分项，本次设计目标为绿色建筑二星级，则应满足下列标准：

- ①绿色建筑均应满足本标准全部控制项的要求，且每类指标的评分项得分不应小于其评分项满分值的 30%；
- ②总得分达到 70 分且满足下表要求。

表 10.1-1 一星级、二星级、三星级绿色建筑的技术要求

	一星级	二星级	三星级
围护结构热工性能的提高比例，或建筑供暖空调负荷降低比例	围护结构提高 5%，或负荷降低 5%	围护结构提高 10%，或负荷降低 10%	围护结构提高 20%，或负荷降低 15%
严寒和寒冷地区住宅建筑外窗传热系数降低比例	5%	10%	20%
节水器具用水效率等级	3 级	2 级	
住宅建筑隔声性能	-	室外与卧室之间、分户墙（楼板）两侧卧室之间的空气声隔声性能以及卧室楼板的撞击声隔声性能达到低限标准限值和高要求标准限值的平均值	室外与卧室之间、分户墙（楼板）两侧卧室之间的空气声隔声性能以及卧室楼板的撞击声隔声性能达到高要求标准限值
室内主要空气污染物浓度降低比例	10%	20%	
外窗气密性能	符合国家现行相关节能设计标准的规定，且外窗洞口与外窗本体的结合部位应严密		

*注：1 围护结构热工性能的提高基准、严寒和寒冷地区住宅建筑外窗传热系数降低基准均为国家现行

相关建筑节能设计标准的要求。2 住宅建筑隔声性能对应的标准为现行国家标准《民用建筑隔声设计规范》GB 50118。3 室内主要空气污染物包括氨、甲醛、苯、总挥发性有机物、氡、可吸入颗粒物等，其浓度降低基准为现行国家标准《室内空气质量标准》GB/T 18883 的有关要求。

结合本次设计，当建筑满足标准中有关暖通条文中全部控制项目且每类指标评分项大于总分 70% 并满足技术要求中对暖通专业的要求时，视作达成目标。

现将《绿色建筑评价标准（GB/T 50378-2019）》中涉及暖通专业的条文摘录如下：

表 10.1-2 绿建评价标准中涉及暖通专业的条文

评价指标	条文编号	条文分类	条文标题	条文正文
健康舒适	5.1.2	控制项	避免室内空气污染	应采取措施避免厨房、餐厅、打印复印室、卫生间、地下车库等区域的空气和污染物串通到其他空间；应防止厨房、卫生间的排气倒灌。
	5.1.6	控制项	暖通设计参数	应采取措施保障室内热环境。采用集中供暖空调系统的建筑，房间内的温度、湿度、新风量等设计参数应符合现行国家标准《民用建筑供暖通风与空调设计规范》GB 50736 的有关规定；采用非集中供暖空调系统的建筑，应具有保障室内热环境的措施或预留条件。
	5.1.8	控制项	室内热环境调节	主要功能房间应具有现场独立控制的热环境调节装置。
	5.1.9	控制项	地下车库 CO 监测	地下车库应设置与排风设备联动的一氧化碳浓度监测装置。
	5.2.9	评分项	室内热湿环境	具有良好的室内热湿环境，评价总分值为 8 分，并按下列规则评分： 1.采用自然通风或复合通风的建筑，建筑主要功能房间室内热环境参数在适应性热舒适区域的时间比例，达到 30%，得 2 分；每再增加 10%，再得 1 分，最高得 8 分。 2.采用人工冷热源的建筑，主要功能房间达到现行国家标准《民用建筑室内热湿环境评价标准》GB/T 50785 规定的室内人工冷热源热湿环境整体评价 II 级的面积比例，达到 60%，得 5 分；每再增加 10%，再得 1 分，最高得 8 分。
生活便利	6.2.7	评分项	空气质量监测	设置 PM10、PM2.5、CO ₂ 浓度的空气质量监测系统，且具有存储至少一年的监测数据和实时显示等功能，评价分值为 5 分。

	7.1.2	控制项	降低负荷能耗	应采取措施降低部分负荷、部分空间使用下的供暖、空调系统能耗，并应符合下列规定： 1.应区分房间的朝向细分供暖、空调区域，并应对系统进行分区控制； 2.空调冷源的部分负荷性能系数(IPLV)、电冷源综合制冷性能系数(SCOP) 应符合现行国家标准《公共建筑节能设计标准》(GB 50189-2015) 的规定。
	7.1.3	控制项	温度分区设置	应根据建筑空间功能设置分区温度，合理降低室内过渡区空间的温度设定标准。
	7.2.5	评分项	空调冷热源	供暖空调系统的冷、热源机组能效均优于现行国家标准《公共建筑节能设计标准》(GB 50189-2015) 的规定以及现行有关国家标准能效限定值的要求，评价总分值为 10 分，按表 7.2.5 的规则评分。
资源节约	7.2.6	评分项	空调末端及输配系统	采取有效措施降低供暖空调系统的末端系统及输配系统的能耗，评价总分值为 5 分，并按以下规则分别评分并累计： 1 通风空调系统风机的单位风量耗功率比现行国家标准《公共建筑节能设计标准》(GB 50189-2015) 的规定低 20%，得 2 分； 2 集中供暖系统热水循环泵的耗电输热比、空调冷热水系统循环水泵的耗电输冷（热）比比现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 规定值低 20%，得 3 分。
	7.2.8	评分项	降低建筑能耗	采取措施降低建筑能耗，评价总分值为 10 分。建筑能耗相比国家现行有关建筑节能标准降低 10%，得 5 分；降低 20%，得 10 分。
	7.2.9	评分项	可再生能源利用	结合当地气候和自然资源条件合理利用可再生能源，评价总分值为 10 分，按表 7.2.9 的规则评分。
	9.2.1	加分项	能耗高要求	采取措施进一步降低建筑供暖空调系统的能耗，评价总分值为 30 分。建筑供暖空调系统能耗相比国家现行有关建筑节能标准降低 40%，得 10 分；每再降低 10%，再得 5 分，最高得 30 分。
	9.2.7	加分项	建筑碳排放量	进行建筑碳排放计算分析，采取措施降低单位建筑面积碳排放强度，评价分值为 12 分。

10.2 绿建自评价

本次绿建自评价根据评价指标体系分为五类指标，由于本次评价只针对暖通空调部分进行评分，故弃用《绿色建筑评价标准 (GB/T 50378-2019)》中关于绿色建筑评价总得分的计算方法，简化成 5 类指标(安全耐久、健康舒适、生活便利、资源节约、环境宜居)评分项的加权值，其中安全耐久项条文不涉及暖通专业，下面针对不同指标项进行绿建自评价。

10.2.1 健康舒适项

健康舒适项涉及暖通专业的条文共五条，下文将依次对条文进行自评价：

10.2.1.1 避免室内空气污染

应采取措施避免厨房、餐厅、打印复印室、卫生间、地下车库等区域的空气和污染物串通到其他空间；应防止厨房、卫生间的排气倒灌。

1 达标自评

达标；不达标

2 评价要点

请对避免厨房、餐厅、卫生间、地下车库等区域的空气和污染物串通到其他空间的措施进行简要说明：

餐厅屋顶上设置油烟净化器。卫生间、餐厅设排风口，避免串味。建筑中厨房，卫生间等易产生污染气体的房间设立排风设施，排出污染气体以保持其他房间空气清洁。

请对防止厨房、卫生间的排气倒灌措施进行简要说明：

卫生间设防回流通风道，防止气味因主导风反灌进入室内；厨房设屋顶油烟净化器，烟气经净化符合排放标准后，排入大气。

10.2.1.2 暖通设计参数

应采取措施保障室内热环境。采用集中供暖空调系统的建筑，房间内的温度、湿度、新风量等设计参数应符合现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》（GB 50736-2012）的有关规定；采用非集中供暖空调系统的建筑，应具有保障室内热环境的措施或预留条件。

1 达标自评

达标；不达标

2 评价要点

暖通设计参数参照表 2.2-1 室内参数设定值，已满足相关规定。

10.2.1.3 室内热环境调节

主要功能房间应具有现场独立控制的热环境调节装置。

1 达标自评

达标；不达标

2 评价要点

简述所采用的热环境系统末端形式和调节方式。

本工程建筑主要功能房间为办公室，冬季供暖采用集中热水采暖系统，每组地板辐射末端均设自动恒温控制阀，能够分室控制和调节；夏季制冷采用水冷多联机空调系统，每个房间均能够独立控制和调节。

各办公房间风口均配单独的温控器，可实现房间单独设定温度，满足所有评分项。

10.2.1.4 地下车库 CO 监测

地下车库应设置与排风设备联动的一氧化碳浓度监测装置。

1 达标自评

达标； 不达标

2 评价要点

请对地下车库 CO 监控系统功能以及控制策略进行简要说明：

地下汽车库设置机械通风，平时排风按 6 次换气次数/h，补风量取排风量的 90%。一般每 500~800 m² 设置一个传感器，取值采用同一防火分区探测到的 CO 最高浓度或平均浓度。根据探测到的 CO 浓度与预设值比较，按探测值与预设值的差值调节排风机频率，同时调节送风机频率。

车库内 CO 质量浓度控制在 18mg/m³以下，保证车库工作人员的健康。当室内 CO 质量浓度低于 4 mg/m³时，已达到室外空气质量二级标准，此时可不采取通风措施，为防止风机频繁启停，设定延时。

10.2.1.5 室内热湿环境

具有良好的室内热湿环境，并按表 10.2-1 进行评分。

1 得分自评

表 10.2-1 室内热湿环境自评表

序号	评价内容	评价分值	自评得分
1	<input type="checkbox"/> 自然通风、复合通风： 主要功能房间室内热环境参数在适应性热舒适区域的时间比例	30%	8
		40%	
		50%	
		60%	
		70%	
		80%	
		90% 及以上	
2	<input checked="" type="checkbox"/> 人工冷热源： 主要功能房间达到现行国家标准	60%	
		70%	

《民用建筑室内热湿环境评价标准》规定的室内人工冷热源热湿环境整体评价 II 级面积比例	80%	7	
	90%	8	

2 评价要点

请对室内热湿环境及热舒适保持时间进行简要说明：

本次建筑主要功能房间为办公室，在设计之初便采用《民用建筑室内热湿环境评价标准》规定的室内人工冷热源热湿环境整体评价 I 级进行设计，在办公区域实现了良好的热舒适度，故满足条文的全部要求。

10.2.1.6 健康舒适项得分汇总

在健康舒适项的评分中，涉及暖通专业的四个控制项均满足要求，评分项得分为 8/8，得到了满分。

10.2.2 生活便利项

生活便利项涉及暖通专业的条文共一条，下文将依次对条文进行自评价：

10.2.2.1 空气质量监测

设置 PM10、PM2.5、CO₂ 浓度的空气质量监测系统，且具有存储至少一年的监测数据和实时显示等功能，评价分值为 5 分。

1 得分自评

表 10.2-2 空气质量监测自评表

序号	评价内容	评价分值	自评得分
1	设置 PM ₁₀ 、PM _{2.5} 、CO ₂ 浓度的空气质量监测系统，且具有存储至少一年的监测数据和实时显示等功能	5	5
合计	5	5	5

2 评价要点

设置的室内空气质量监控系统： PM₁₀ PM_{2.5} CO₂ 其他 _____

监控系统能够实现： 连续测量 显示 记录 数据传输 其他 _____

监控系统对污染物浓度的读数时间间隔为： 60s

请简要说明室内空气质量监控系统设置情况及控制策略。

室内新风一体机上有空气参数显示面板，当空气参数超标时进行预警，并联动新风机进行空气处理。采用全热回收式新风处理机组，可实时监控室内污染物浓度，如甲醛，二氧化碳，PM_{2.5}，实现污染物超标联动新风，报警。

10.2.2.2 生活便利项得分汇总

在生活便利项中，评分项得分为 5/5 分，得到了满分。

10.2.3 资源节约项

资源节约项涉及暖通专业的条文共六条，下文将依次对条文进行自评价：

10.2.3.1 降低负荷能耗

应采取措施降低部分负荷、部分空间使用下的供暖、空调系统能耗，并应符合下列规定：

1. 应区分房间的朝向细分供暖、空调区域，并应对系统进行分区控制；
2. 空调冷源的部分负荷性能系数(IPLV)、电冷源综合制冷性能系数(SCOP) 应符合现行国家标准《公共建筑节能设计标准》(GB 50189-2015) 的规定。

1 达标自评

达标； 不达标

2 评价要点

请简要说明建筑功能分区、空调系统分区原则、空调系统分区设计说明。

本项目办公区域采用水冷多联机空调系统及局部采用单体空调，能够根据房间朝向等分区灵活控制；多联机机组性能符合现行国家标准。室内供暖采用低温热水地板辐射式采暖系统，系统按照分房间布置环路，分朝向区分盘管间距，首顶层增加盘管密度原则，实现分区调控，精准供暖。

其他集中区域采用集中冷热源进行供给，在方案比选过程中进行了精细化，针对性的设计，具体空调分区策略详见第三章。

请简要说明部分负荷、部分空间使用下的运行策略。

机组容量配置及台数满足部分负荷要求，IPLV 满足标准要求。

设备机房控制室作为空调控制中心。地源热泵机组、冷水泵、冷却水泵、地埋侧循环泵、空调机组及新风处理机组除设就地控制开关外，全部进入自动控制系统进行运行。

空调机组、新风处理机组的出水管上均安装电动比例积分调节阀，通过改变水流量来控室内空气温度，空调机组以回风温度作为控制信号，新风处理机组以送风温度作为控制信号。

风机盘管表冷器出水管上均安装电动二通阀，室内安装恒温器带风机三速开关，通过三速开关调节风机转速来调节风机盘管的制冷量。

空调水系统的分集水器间安装电动调节阀，通过改变供回水旁路来适应系统水量的变化。热泵机组及配用冷水泵、冷却水泵和地埋管循环水泵连锁运行。空调自动控制系统根据供回水总管的温度、流量信号，计算系统的实际空调负荷，并控制热泵机组及其配用的空调水泵的运行台数和运行组合。

根据麦克维尔水冷多联机样本可知其 IPLV 值为 7.85，满足《公共建筑节能设计标准》(GB 50189-2015) 中表 4.2.17 多联式空调(热泵)机组制冷综合性能系数 IPLV(C) 在严寒 C 区的要求，地源热泵机组样本缺失部分负荷下运行特性曲线，由于热泵机组在部分负荷下 COP 变化较小，得其 IPLV 约为 5.2，满足《公共建筑节能设计标准》(GB 50189-2015) 中表 4.2.11 对水冷螺杆式热泵机组在严寒 C 区的限值要求。

由《公共建筑节能设计标准》(GB 50189-2015) 可知，电冷源综合制冷性能系数(SCOP) 的计算方法不适用于通过换热器换热得到冷却水的冷源系统，地埋管侧的循环水泵会降低整个冷源的综合制冷性能系数(SCOP)，本次冷源为可变频的地源热泵机组，已针对部分负荷下运行方案作出优化，故默认该项达标。

10.2.3.2 温度分区设置

1 达标自评

达标； 不达标

2 评价要点

长期逗留区域空气调节室内参数：

参数	舒适度等级	温度(°C)	相对湿度(%)	风速(m/s)
冬季	I	20	45	≤0.2
夏季	I	26	55	≤0.3

过渡空间空气调节室内参数：

参数	舒适度等级	温度(°C)	相对湿度(%)	风速(m/s)
冬季	II	18	45	≤0.2
夏季	II	28	55	≤0.5

请简要说明根据建筑空间功能的不同，分区温度的设置情况。

办公区域：夏季温度 26°C，相对湿度 55%；冬季温度 20°C，相对湿度 45%。

运动场所：夏季温度 24°C，相对湿度 55%；冬季温度 18°C，相对湿度 45%。

人员短暂停留的大堂、走廊等：夏季温度 28°C，相对湿度 55%；冬季温度 18°C，相对湿度 40%。

恒温恒湿档案室：夏季温度 20°C，相对湿度 55%；冬季温度 20°C，相对湿度 40%。

10.2.3.3 空调冷热源

供暖空调系统的冷、热源机组能效均优于现行国家标准《公共建筑节能设计标准》(GB 50189-2015) 的规定以及现行有关国家标准能效限定值的要求。(10 分)

1 得分自评（城市市政热源项目，热源机组能效不参评）

表 10.2-3 空调冷热源自评表

序号	评价内容			评价分值	自评得分
	机组类型	能效指标	提升幅度		
1	电机驱动的蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组	制冷性能系数(COP)	提高 6%	5	0
			提高 12%	10	
2	直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组	制冷、供热性能系数(COP)	提高 6%	5	
			提高 12%	10	
3	单元式空气调节机、风管送风式和屋顶式空调机组	能效比(EER)	提高 6%	5	
			提高 12%	10	
4	多联式空调(热泵)机组	制冷综合性能系数(IPLV)	提高 8%	5	10
			提高 16%	10	
5	锅炉	燃煤	热效率	提高 3%	5
				提高 6%	10
		燃油 燃气	热效率	提高 2%	5
				提高 4%	10
6	房间空气调节器	能效比(EER)、能源消耗效率	节能评价值	5	
			I 级能效限值	10	
7	家用燃气热水炉	热效率值(η)	节能评价值	5	
			I 级能效限值	10	
8	蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组	制冷、供热性能系数(COP)	节能评价值	5	
			I 级能效限值	10	
合计				10	10

2 评价要点

请简要说明供暖空调系统的冷、热源机组类型、能效等级。

<p>本项目冷热、源由地源热泵机组与太阳能集热器与水冷多联机提供，除恒温恒湿空调机组冬季需采用电加热外其他机组均不使用电加热。</p> <p>地源热泵机组型号为一台 RTWD250HE 和一台 RTWD110HE，其设计制冷工况下 COP 分别为 5.16 和 5.23，其中 RTWD250HE 机组制冷 COP 低于《公共建筑节能设计标准》（GB 50189-2015）对严寒地区性能系数的要求，故该项不得分。水冷多联机 IPLV 为 7.85，高于《公共建筑节能设计标准》（GB 50189-2015）对严寒地区性能系数的要求 16% 以上，故此项得 10 分。</p>
--

10.2.3.4 空调末端及输配系统

采取有效措施降低供暖空调系统的末端系统及输配系统的能耗。（5 分）

1 得分自评

序号	评价内容	评价分值	自评得分
1	通风空调系统风机的单位风量耗功率比现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB50189 的规定低 20%	2	
	采用分体空调和多联机空调（热泵）机组		2
2	集中供暖系统热水循环泵的耗电输热比、空调冷热水系统循环水泵的耗电输冷（热）比比现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736 规定值低 20%	3	3
	非集中采暖空调系统项目		
合计		5	5

2 评价要点

集中供暖系统热水循环泵的耗电输热比： 0.003 ，标准规定值：0.0086 。

10.2.3.5 降低建筑能耗

采取措施降低建筑能耗。（10 分）

1 得分自评

表 10.2-4 降低建筑能耗自评表

序号	评价内容	评价分值	自评得分
1	建筑能耗相比国家现行有关建筑节能标准降低 10%	5	
2	建筑能耗相比国家现行有关建筑节能标准降低 20%	10	10
合计		10	10

2 评价要点

根据绿建斯维尔能耗计算结果，建筑能耗比参照建筑降低了 37.32%。

表 10.2-5 能耗计算结果

能耗分类	能耗子类	设计建筑 (kWh/m ²)	参照建筑 (kWh/m ²)	节能率 (%)
建筑负荷	耗冷量	16.98	—	—
	耗热量	22.74	—	—
	冷热合计	39.72	—	—
热回收负荷	供冷	0.04	—	—
	供暖	4.31	—	—
	冷热合计	4.35	—	—
供冷电耗	中央冷源	0.93	1.03	1.88%
	冷却水泵	0.18	0.15	
	冷冻水泵	0.14	0.14	
	冷却塔	0.00	0.03	
	多联机/单元式空调	3.43	3.42	
	供冷合计	4.68	4.77	
供暖电耗	中央热源	2.59	13.51	76.66%
	供暖水泵	0.48	0.35	
	多联机/单元式热泵	0.24	0.30	
	供暖合计	3.31	14.16	
空调风机电耗	独立新排风	1.42	1.42	0.00%
	风机盘管	0.05	0.05	
	多联机室内机	0.01	0.01	
	全空气系统	0.00	0.00	
	风机合计	1.48	1.48	
采暖空调电耗		9.46	20.41	53.63%
照明电耗		8.92	8.92	0.00%
建筑综合电耗		18.39	29.33	37.32%

执行的节能设计标准：《公共建筑节能设计标准》(GB50189-2015)

10.2.3.6 可再生能源利用

结合当地气候和自然资源条件合理利用可再生能源。(10 分)

1 得分自评

表 10.2-6 可再生能源利用评分表

序号	评价内容		评价分值	自评得分
1	由可再生能源提供的生活用热水	20%≤R _{hw} <35%	2	2
		35%≤R _{hw} <50%	4	

	比例 R_{hw}	$50\% \leq R_{hw} < 65\%$	6	
		$65\% \leq R_{hw} < 80\%$	8	
		$R_{hw} \geq 80\%$	10	
2	由可再生能源提供的空调用冷量和热量比例 R_{ch}	$20\% \leq R_{ch} < 35\%$	2	
		$35\% \leq R_{ch} < 50\%$	4	
		$50\% \leq R_{ch} < 65\%$	6	6
		$65\% \leq R_{ch} < 80\%$	8	
		$R_{ch} \geq 80\%$	10	
3	由可再生能源提供的电量比例 R_e	$0.5\% \leq R_e < 1.0\%$	2	
		$1.0\% \leq R_e < 2.0\%$	4	
		$2.0\% \leq R_e < 3.0\%$	6	
		$3.0\% \leq R_e < 4.0\%$	8	
		$R_e \geq 4.0\%$	10	
合计			10	8

可再生能源应用的投资回收期: 2.95 年

2 评价要点

可再生能源用途: 生活热水 供热供冷 供电

可再生能源应用形式: 太阳能光热 太阳能光电 地源热泵 其他_____

请简要说明可再生能源利用条件、应用形式、用途与用量。

本设计选用太阳能-地埋管地源热泵系统。在空调季中，太阳能集热系统提供生活热水，室内冷量由水冷多联机和地源热泵机组承担，由地埋管换热器提供水冷多联机与热泵机组的冷却水。在空调利用太阳能集热器提供生活热水；在过渡季中，太阳能集热系统将集热量贮存于土壤中供供暖季取用；在供暖季中，由于地板辐射末端对热能品位的要求较低，在太阳能充足的条件下优先使用太阳能直供辐射末端，在太阳能不能满足建筑的全部需求时采用地源热泵补充，除部分带有独立冷热源的机组外，集中冷热源供冷与供暖均采用可再生能源。

10.2.3.7 资源节约项得分汇总

在资源节约项的评分中，涉及暖通专业的两个控制项均满足要求，评分项得分为 33/35，得到了 90% 以上的得分。

10.2.4 提高与创新项

提高与创新项涉及暖通专业的条文共两条，下文将依次对条文进行自评价：

10.2.4.1 能耗高要求

采取措施进一步降低建筑供暖空调系统的能耗。（30 分）

1 得分自评

建筑供暖空调系统能耗相比国家现行有关建筑节能标准降低幅度及对应得分情况：

表 10.2-7 能耗高要求得分表

序号	评价内容	评价分值	自评得分
1	降低 40%	10	0
2	降低 50%	15	0
3	降低 60%	20	0
4	降低 70%	25	0
5	降低 80%	30	0
合计		30	0

2 评价要点

建筑所处城市沈阳市；建筑热工气候分区：严寒 C 区；

执行的建筑节能标准：《公共建筑节能设计标准》(GB50189-2015)

根据绿建斯维尔能耗计算结果，建筑能耗比参照建筑降低了 37.32%，此项不得分。

10.2.4.2 建筑碳排放量

进行建筑碳排放计算分析，采取措施降低单位建筑面积碳排放强度。（总分 12 分）

1 得分自评

表 10.2-8 建筑碳排放量自评表

序号	评价内容	评价分值	自评得分
1	进行建筑碳排放计算分析，采取措施降低单位面积碳排放强度。	12	0

2 评价要点

本次设计仅涉及暖通空调部分的设计，无法获取整栋建筑的碳排放量，在暖通空调部分大量利用了可再生能源，但由于设计的不完整性，无法进行全生命周期的碳排放分析。

10.2.4.3 提高与创新项汇总

在提高与创新项的评分中，本次设计未得分。

10.2.5 自评价结果

本次设计建筑热工性能满足表 10.1-1 一星级、二星级、三星级绿色建筑的技术要求中针对围护结构热工性能的二星级要求，综合上述条件及评分细则，将自评价结果汇总如下表所示：

表 10.2-9 评分汇总表

评价指标	条文编号	条文分类	条文标题	评价结果
健康舒适	5.1.2	控制项	避免室内空气污染	达标
	5.1.6	控制项	暖通设计参数	达标
	5.1.8	控制项	室内热环境调节	达标
	5.1.9	控制项	地下车库 CO 监测	达标
	5.2.9	评分项	室内热湿环境	8/8
生活便利	6.2.7	评分项	空气质量监测	5/5
资源节约	7.1.2	控制项	降低负荷能耗	达标
	7.1.3	控制项	温度分区设置	达标
	7.2.5	评分项	空调冷热源	10/10
	7.2.6	评分项	空调末端及输配系统	5/5
	7.2.8	评分项	降低建筑能耗	10/10
	7.2.9	评分项	可再生能源利用	8/10
提高与创新	9.2.1	加分项	能耗高要求	0/30
	9.2.7	加分项	建筑碳排放量	0/30

表 10.2-10 自评价结果

评价指标		Q ₂ 健康舒适	Q ₃ 生活便利	Q ₄ 资源节约
控制项	评定结果	达标	达标	达标
评分项	适用总分	8	5	33
	实际得分	8	5	35
	得分 Q _i	100	100	94.29
加分项得分 Q _A		0.00		
控制项基础分值 Q ₀		400		
总得分 Q		99.18		
星级评价		二星级		

由结果可以看出，本次设计任务圆满完成，在暖通空调设计部分满足了现行绿色建筑评价标准对二星级的要求。

10.3 项目设计总结

本次设计以绿建二星标准为目标导向，以“绿色、节能、人文关怀”为设计理念，因地制宜，充分利用建筑周边的资源和能源条件，采用太阳能-地埋管地源热泵系统，面向场景特点，满足各场景的个性化需求，营造了功能丰富、安全可靠和健康舒适的室内环境，在设计最终达成了本次设计目标，本次项目设计特色如下：

1、采用目标导向法设计。在设计之初便确定以绿建二星为设计目标，标准要求贯穿整

个设计周期，最终达成绿色建筑评价标准中暖通空调部分二星级的要求。

2、应用 BIM 技术。利用 BIM 技术对建筑进行完整建模，在保证模型正确性的前提下在后续设计中做到一模多算，减少建模的重复性。

3、末端精细化设计。在设计初期充分调研建筑各功能房间的使用需求与负荷特性，并利用 CFD 技术对末端方案进行比选，因地制宜，针对余湿量较大的餐厅采用全空气二次回风机组，针对速度场要求较高的球类活动室，夏季采用布袋送风，冬季采用地板辐射采暖，二者合用新风系统，针对层高较高的大堂和休息厅采用中送风，针对大会议室座椅送风要求送风温差小采用全空气二次回风系统，满足人员舒适度要求的同时节省了设备能耗。

4、集中与分散结合的冷热源方案。对于控制上较为独立的办公区域，在空调季灵活使用水冷多联机，在供暖季使用可独立调节的地板辐射功能系统，充分考虑了办公室对使用时间的灵活要求，达到了节能的目的。

5、可再生能源的利用。本次设计实现了可再生能源的优先利用，通过太阳能与地源热泵机组的联合运行，在最大化利用太阳能的同时解决了单独使用地源热泵造成的土壤热失衡问题，达到了较好的节能效果，相较于常规的冷水机组+市政热网方案，该方案投资回收期为 2.95 年，具有较好的经济效益。

6、排风热回收。在排风量较大的空间中，利用转轮式全热回收装置，大大降低新风负荷，从而减小了部分机组容量，达到了节能的目的。

7、建筑能耗模拟。利用绿建斯维尔能耗计算软件计算该建筑全年运行能耗，结果表明，与参照建筑相比，降低了 37.32% 的建筑能耗。

8、绿色建筑评价。在初步设计完成后，对建筑进行绿色建筑预评价，以验证本次设计是否完成任务，经验证，本次设计中暖通设计部分达到绿建二星标准。

参考文献

- [1] 全德海.室外温度变化与间歇供暖对值班供暖室温的影响[J].建筑节能,2020,48(02):163-168.
- [2] 王恩立. 间歇采暖工况不同采暖系统能耗及运行策略研究[D].哈尔滨工业大学,2016.
- [3] 冯国会,王梽炜,姜明超,江明志.严寒地区近零能耗建筑末寒期低温间歇采暖运行方式研究[J].节能,2018,37(02):1-6.
- [4] 赵赫,刘馨,冯国会,李宗翰,桑婧萌.严寒地区某绿色商业建筑土壤源热泵系统运行性能分析[J].建设科技,2019(22):56-61.
- [5] 刘宇宁.某剧院观众厅空调系统设计与分析[J].暖通空调,2013,43(03):41-44+24.
- [6] 代焱.某艺术学校综合剧场及音乐厅空调通风系统设计[J].制冷空调与电力机械,2011,32(03):45-48+52.
- [7] 季永明,端木琳. 土壤源热泵与太阳能复合系统集热器面积计算方法改进 [J]. 太阳能学报, 2016, 37(4): 912-916.
- [8] 张晓明,刘春强.地源热泵-太阳能复合系统与冰蓄冷空调技术联合运行的可行性研究[J].节能,2017,36(03):19-24.
- [9] 于欣. 运用 CFD 对大型办公建筑高大中庭空间空调的数值模拟研究 [D]. 北京建筑大学, 2017.
- [10] 李卫军. 羽毛球馆空调气流分布数值模拟及优化研究[D].北京建筑大学,2019.
- [11] 宋佳钫,刘淑慧,梁爽. 风机盘管孔板送风气流分布的 CFD 仿真模拟[J]. 中国重型装备, 2020, 144(2): 37-39.
- [12] 昂超.九棵树（上海）未来艺术中心主剧场空调系统优化设计[J].节能,2021,40(02):6-8.
- [13] 刘洁,孙成群.体育馆座椅送风控制系统关键技术研究[J].建筑电气,2020,39(12):32-36.
- [14] 罗金卓. 一次泵变流量水系统控制策略的研究[D].重庆大学,2015.
- [15] 魏艳立. 羽毛球馆地板辐射供冷数值模拟与分析[D].西华大学,2014.
- [16] 于易平. 严寒地区太阳能热泵供热系统设计及优化分析[D].哈尔滨工业大学,2012.
- [17] 姜允涛,刘军.严寒地区冬季热回收器防结霜措施[J].低温建筑技术,2009,31(05):103-104+123.
- [18] 任进. 地下车库通风及排烟系统分析与应用[D].西安建筑科技大学,2013.
- [19] 王维. 严寒地区公共建筑低能耗节能技术研究分析[D].沈阳建筑大学,2014.
- [20] 张龙军. 西安某信息中心温湿度独立控制空调系统方案设计及实现[D].西安工程大学,2015.