

基于全年能耗模拟的 某新建办公楼冷源方案比较

北京市建筑设计研究院 诸群飞[☆] 张铁辉 万水娥

摘要 在利用 DeST 进行全年能耗模拟的基础上,比较了双冷源系统、低温冷源系统和常规冷源系统 3 种冷源方案的技术性和经济性,最终选择双冷源系统作为该办公楼的冷源。

关键词 DeST 全年能耗模拟 冰蓄冷 温湿度独立控制 方案比较

Comparison of cold source schemes for a new office building based on annual energy consumption simulation

By Zhu Qunfei[★], Zhang Tiehui and Wan Shue

Abstract Based on the annual energy consumption simulation by DeST, compares the technical and economic aspects of three cold source schemes, including double cold source system, low-temperature cold source system and conventional cold source system, and selects the double cold source system as the cold source for the building.

Keywords DeST, annual energy consumption simulation, ice storage, temperature and humidity independent control, scheme comparison

★ Beijing Institute of Architectural Design, Beijing, China

①

0 引言

某机关新建办公楼位于北京,总建筑面积为 83 000 m²,地上 7 层,地下 2 层,建筑高度 30 m。主要功能有:办公室、会议室、地下车库、人防工事、其他相关配套设施等。为了能为其选择较为合理的冷源方式,本文对以下 3 种冷源方案进行了技术性和经济性比较。

方案 1:双冷源系统,即冰蓄冷系统和高温冷源系统分别产生低温(5℃/13℃)和高温(13.5℃/18.5℃)冷水,低温冷水供给空调(新风)机组系统控制室内湿度,高温冷水供给干式风机盘管系统控制室内温度,从而实现建筑内环境的温、湿度独立控制。

方案 2:低温冷源系统,即冰蓄冷系统产生的低温冷水通过板式换热器将温度为 5℃/13℃的低温冷水供给新风机组,温度为 13.5℃/18.5℃的高温冷水供给干式风机盘管,实现建筑内环境的温、湿度独立控制。

方案 3:常规冷源系统,即由冷水机组制备 7

℃/12℃冷水,供末端空调机组和风机盘管使用。

本文首先利用建筑能耗模拟软件 DeST-c 计算该建筑的全年逐时负荷,并按设计要求确定不同方案的设备容量;接着根据全年逐时冷负荷计算供冷季冷源侧的全年运行能耗;然后根据电力部门颁布的峰谷电差价与冷源侧运行能耗,计算各方案的初投资与运行费;最后分析和比较各方案的技术性和经济性,确定最终的冷源方案。

1 DeST 模型的建立及计算条件

1.1 模型的建立

进行模拟分析时,首先需要准确描述建筑物几何形状。图 1 为该建筑的立体模型图。

1.2 设定计算参数

建筑模型建立完成后需要设定建筑的具体计

①☆ 诸群飞,女,1981 年 4 月生,硕士,硕士研究生,助理工程师
100045 北京市建筑设计研究院研究所
(010) 88043365
E-mail: zhuqf@biad.com.cn
收稿日期:2009-03-03
修回日期:2009-04-08

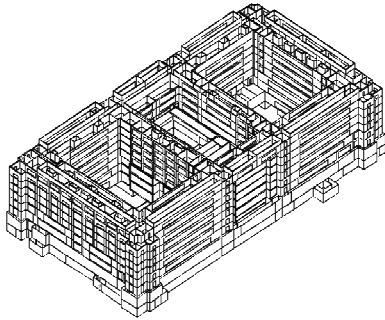


图 1 建筑的 DeST 立体模型图

算参数,其中包括确定建筑物的地理位置、围护结构类型、室内热扰参数、房间功能、室内设计参数、全年内扰及作息模式等。对于该建筑模型,笔者采用如下参数进行计算。

1.2.1 气象参数

在模拟计算中采用的逐时气象参数为北京市标准典型气象年参数^[1]。

1.2.2 围护结构性能参数

建筑的围护结构性能参数如表 1 所示。

表 1 主要围护结构性能参数

围护结构	材 料	窗墙比	传热系数/ (W/(m ² ·K))	遮阳系数 S _c
屋顶	25 mm 厚彩色水泥砖+3 mm 厚麻刀灰+(4 mm+3 mm)厚 sbs 防水卷材+20 mm 厚 1:3 水泥砂浆+30 mm 厚 1:0.2:3.5 水泥粉煤灰页岩陶粒+100 mm 厚加气混凝土块+50 mm 厚挤塑聚苯板+180 mm 钢筋混凝土		0.40	
外墙	250 mm 厚加气混凝土+50 mm 厚挤塑聚苯板+30 mm 厚石材(或者 3 mm 厚铝单板)		0.32	
外窗(东向)	Low-e 中空玻璃(间隔层为 12 mm 填充空气;PA 断桥铝合金)	0.37	2.64	0.58
外窗(西向)		0.38	2.64	0.58
外窗(南向)		0.34		
外窗(北向)		0.32		
天窗	Low-e 中空玻璃(间隔层为 12 mm 填充空气;PA 断桥铝合金)	0.08	2.64	0.5
与室外空气相接触的楼板	150 mm 厚钢筋混凝土+50 mm 厚发泡聚氨酯		0.48	

1.2.3 室内设计参数

室内设计参数见表 2。

表 2 主要功能房间室内设计参数

房间名称	夏季		冬季	
	温度/℃	相对湿度/%	温度/℃	相对湿度/%
办公室 A,B 套间	26	45	21	≥30
A,B 套间卫生间			25	
办公室 C 套间	26	45	21	≥30
C 套间卫生间			25	
普通办公室	26	45	20	≥30
会议室、接待室	26	45	20	≥30
多功能厅	26	60	20	≥30
阅览室	26	55	20	≥30
餐厅	26	60	20	≥30
门厅	26	55	20	≥30
信息中心机房	24	50	19	40
图书资料用房	26	60	20	≥30
理发室	26	60	20	≥30
医务室	26	60	20	≥30
后勤、管理用房	26	60	20	≥30

1.2.4 室内热扰参数

室内热扰参数见表 3。

1.2.5 作息模式

表 3 主要功能房间室内热扰参数

房间名称	新风量/ (m ³ /(人·h))	人员密度	灯光负荷/ (W/m ²)	设备负荷/ (W/m ²)
办公室 A,B 套间	60	每套 1 人	30	15
A,B 套间卫生间		10 m ² /人	5	0
办公室 C 套间	60	每套 1 人	30	15
C 套间卫生间		10 m ² /人	10	0
普通办公室	30	每间 3 人	30	15
会议室、接待室	30	1.8 m ² /人	30	0
多功能厅	20	490 人	30	0
阅览室	30	1.8 m ² /人	30	0
餐厅	20	1.3 m ² /人	20	0
门厅	15	5 m ² /人	20	0
信息中心机房	30	2.5 m ² /人	10	600
图书资料用房	20	28 m ² /人	30	0
理发室	25	10 m ² /人	20	10
医务室	25	10 m ² /人	20	0
后勤、管理用房	30	5 m ² /人	20	0

在室内热扰的设定中采用了“作息”概念反映室内热扰在一天之内的逐时变化规律。以办公室为例,室内热扰(人员、灯光和设备)的作息安排如图 2 所示。

1.2.6 空调系统、供暖系统运行时间设定

空调和供暖系统的全年运行时间设定见表 4。

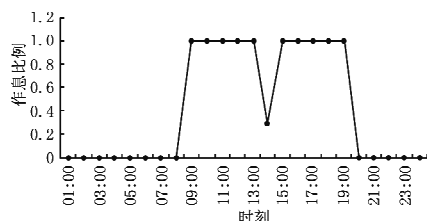


图 2 办公室人员、灯光和设备作息比例

表 4 空调和供暖系统的运行时间设定

	年运行时间	日运行时间
冬季	11 月 1 日至次年 3 月 15 日	8:00~19:00, 门厅、厨房、公共卫生间等夜间有值班供暖
夏季	5 月 15 日至 10 月 15 日	8:00~19:00

2 建筑负荷模拟结果

该建筑的全年冷热负荷逐时曲线如图 3 所示。对比冷热负荷曲线可以看到,对于峰值来说,冷负荷较热负荷要稍大。但就全年累计值来说,冷负荷比热负荷大很多(见表 5),即冷负荷持续的时间很长。即使在供暖季也有持续的冷负荷出现,这主要是由于位于地下 1 层的信息中心机房常年需要供冷,但这一部分冷量是由机房专用空调机组提供,无需集中冷源承担。图 4 为集中空调系统全年逐时负荷。表 6 对供冷季集中空调系统的冷负荷进行了统计。

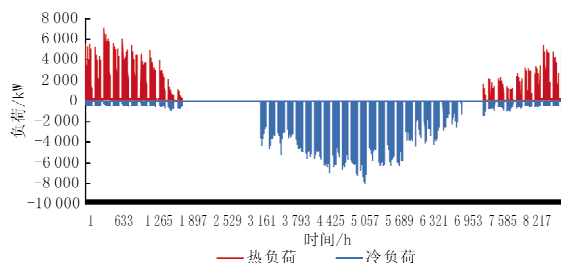


图 3 全年逐时冷热负荷

表 5 负荷统计

负荷	
全年最大热负荷/kW	7 072
全年最大冷负荷/kW	8 040
全年累计热负荷/(MWh)	1 791
全年累计冷负荷/(MWh)	5 373
负荷指标	
全年最大热负荷指标/(W/m ²)	85.2
全年最大冷负荷指标/(W/m ²)	96.9
全年累计热负荷指标/(kWh/m ²)	21.6
全年累计冷负荷指标/(kWh/m ²)	64.7

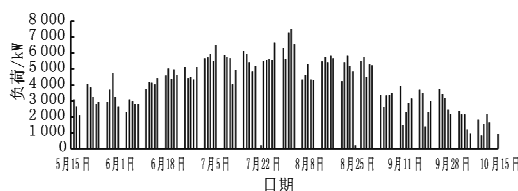


图 4 集中空调系统全年逐时负荷

表 6 供冷季集中空调系统冷负荷统计

负荷	
供冷季最大冷负荷/kW	7 501
供冷季累计冷负荷/(MWh)	4 367
负荷指标	
供冷季最大冷负荷指标/(W/m ²)	90.4
供冷季累计冷负荷指标/(kWh/m ²)	52.6

供冷季集中空调系统的冷负荷分布统计见图 5 (图中括号内的数据是分布时间占总供冷时间的比例)。从图中可以看出,随着负荷的逐步增加,其出现的时间呈现先升后降的趋势。冷负荷介于 3 000 kW 至 4 500 kW 之间的时间最长,占总供冷时间的 30%。

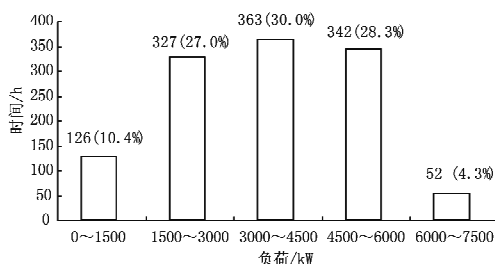


图 5 集中空调系统供冷季冷负荷频率分布

3 建筑能耗模拟

根据 DeST-c 软件模拟的集中空调系统供冷季逐时负荷结果,可以按设计要求确定不同方案的设备容量,从而计算供冷季冷源侧的运行能耗,并对各方案的技术性进行评价。

3.1 方案 1: 双冷源系统

该方案的集中冷源系统分为两部分。

1) 空调(新风)机组系统冷源。设 2 台制冷量为 2 460 kW(空调)/1 640 kW(蓄冰)的双工况螺杆式水冷制冷机。采用部分负荷蓄冰、双工况主机与蓄冰装置串联、主机位于上游的蓄冰供冷形式。蓄冰装置采用蓄冰盘管,内融冰,出水温度 3℃;载冷剂采用乙二醇水溶液,通过板式换热器间接向空调系统供冷,一次水温 3℃/11℃,二次水温 5℃/13℃。风机盘管系统制冷机兼作空调(新风)机组系统的基载制冷机,在双工况螺杆式水冷制冷机夜间制冰时为系统提供空调冷水,供回水温度为 7℃/12℃。

2) 风机盘管系统冷源。设 2 台制冷量为 1 580 kW 的螺杆式水冷制冷机,为干工况运行的风机盘管系统提供空调冷水,供回水温度为 13.5℃/18.5℃;同时兼作基载制冷机,在双工况螺杆式水冷制冷机夜间制冰时为风机盘管系统和空调(新风)机组系统提供空调冷水,供回水温度为 7℃/12℃。

冷源的主要设备见表 7。

表 7 双冷源系统主要设备

序号	设备名称	技术参数	功率/kW	数量	备注
1	双工况螺杆式制冷机	2 460 kW(空调)/1 640 kW(蓄冰)	510(空调)/475(蓄冰)	2 台	
2	螺杆式制冷机	1 580 kW(空调)/1 370 kW(基载空调)	278(空调)/273(基载空调)	2 台	
3	冷却塔 1	580 m ³ /h	22.5	2 台	
4	冷却塔 2	390 m ³ /h	15	2 台	
5	乙二醇泵	$H=40\text{ m}, Q=350\text{ m}^3/\text{h}$	55	4 台	1 台备用
6	冷水泵 1	$H=35\text{ m}, Q=300\text{ m}^3/\text{h}$	45	3 台	1 台备用
	冷水泵 2	$H=35\text{ m}, Q=320\text{ m}^3/\text{h}$	45	3 台	1 台备用
7	冷却水泵 1	$H=32\text{ m}, Q=550\text{ m}^3/\text{h}$	75	3 台	1 台备用
	冷却水泵 2	$H=32\text{ m}, Q=350\text{ m}^3/\text{h}$	55	3 台	1 台备用
8	补水泵 1	$H=5.2\text{ m}, Q=2\text{ m}^3/\text{h}$	2.2	2 台	
	补水泵 2	$H=5.2\text{ m}, Q=3\text{ m}^3/\text{h}$	3.0	2 台	
9	乙二醇补液泵	$H=18\text{ m}, Q=4\text{ m}^3/\text{h}$	0.22	2 台	
10	蓄冰槽	总蓄冰量 22 790 kWh			
11	板式换热器	4 000 kW		2 台	
12	乙二醇储液箱	4 m ³		1 个	
13	膨胀水箱 1	0.6 m ³		1 个	
	膨胀水箱 2	1.1 m ³		1 个	
14	软水器	6 m ³ /h		1 个	
15	软水箱	15 m ³		1 个	

由于新风机组中设置了全热回收转轮,使得新风能够在进入新风机组之前得到预冷,从而减小了新风冷负荷。图 6 为供冷季热回收装置回收的逐时冷量。统计可知,热回收装置在供冷季能回收 249 MWh 的冷量,占供冷季累计冷量的 5.7%。考虑了热回收作用后的集中冷源总供冷量如图 7 所示。

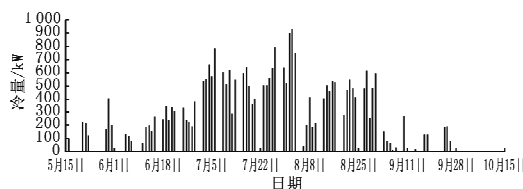


图 6 热回收装置回收的逐时冷量

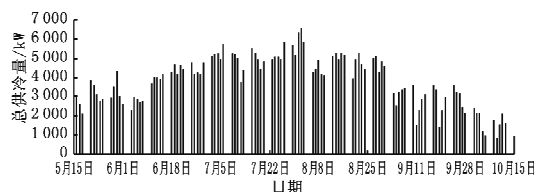


图 7 考虑热回收作用后集中冷源的总供冷量

在该方案中,基载制冷机承担风机盘管系统的负荷,即室内显热负荷,其逐时负荷见图 8。

融冰和双工况制冷机共同承担空调(新风)机组的负荷,即新风全热负荷和室内潜热负荷。冰蓄冷系统采用融冰优先的控制策略。当空调负荷小于融冰供冷量时融冰供冷,当空调负荷大于融冰供

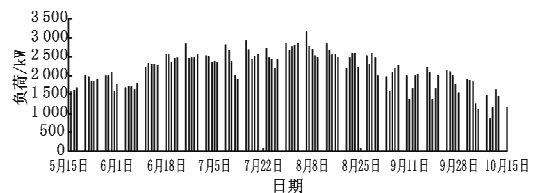


图 8 基载制冷机逐时负荷

冷量时运行制冷机补足不足部分,融冰供冷量恒定不变。融冰供冷量和双工况制冷机的供冷量分别见图 9,10。由图中可知,双工况制冷机承担的负荷较小,开启时间较短。

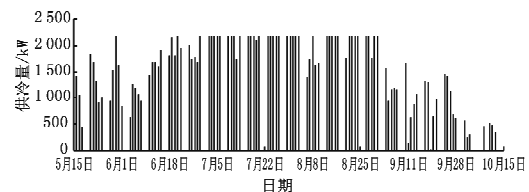


图 9 方案 1 融冰供冷量

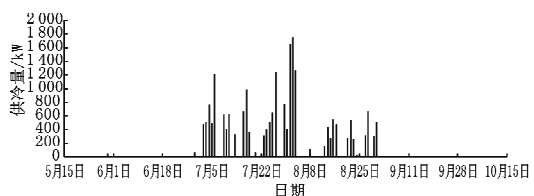


图 10 方案 1 双工况制冷机供冷量

图 11,12 分别为夏季典型日和过渡季典型日各种冷源承担的负荷。在夏季典型日,空调(新风)机组的负荷由融冰和双工况制冷机共同承担。融

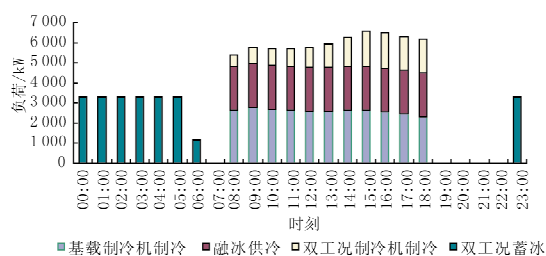


图 11 方案 1 夏季典型日各种冷源的逐时负荷

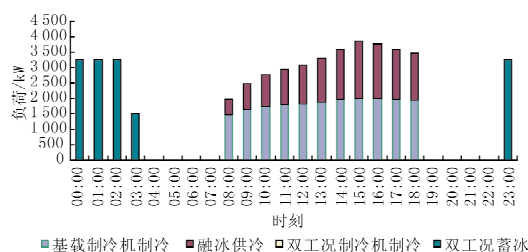


图 12 方案 1 过渡季典型日各种冷源的逐时负荷

冰供冷量为恒定值,不足的冷量由双工况制冷机承担,在夜间,双工况制冷机在电力低谷期满负荷运行制冰,需运行 7 h 以上。在过渡季典型日,由于负荷较小,空调(新风)机组的负荷由融冰冷量承担即可,融冰供冷量随负荷的变化而变化,由于白天融冰供冷量较小,夜间的制冰量也相应地减小了,双工况制冷机的运行时间也减少到 4 h 左右。

根据各种冷源承担的负荷,可计算出供冷季的逐时电耗。图 13 和 14 列举了基载制冷机和双工况制冷机的逐时耗电量。图 15 和 16 给出了夏季和过渡季典型日冷源的逐时耗电量。由于双工况制冷机在夜间制冰时的 COP (为 3.44)较白天供冷时低,且基载制冷机在白天制冷时的 COP 较高,因此夜间耗电量要大于白天耗电量。

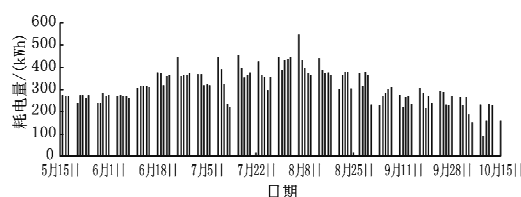


图 13 基载制冷机耗电量

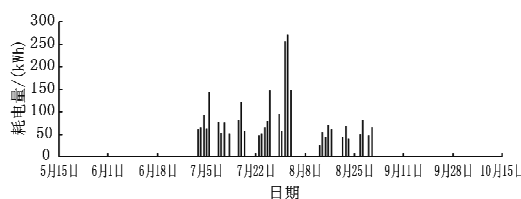


图 14 方案 1 双工况制冷机白天的耗电量

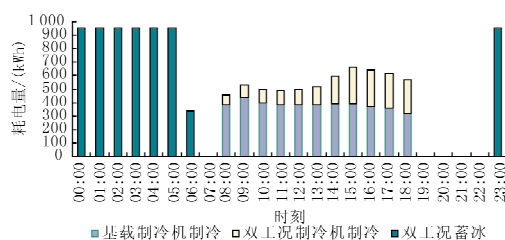


图 15 方案 1 夏季典型日冷源逐时耗电量

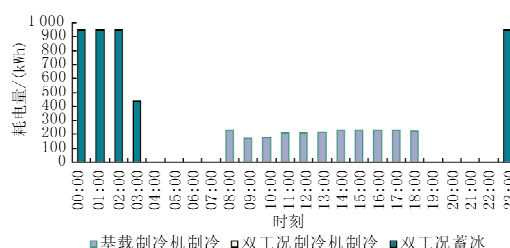


图 16 方案 1 过渡季典型日冷源逐时耗电量

该方案的冷源侧设备年耗电量见表 8。

表 8 双冷源系统冷源侧设备年耗电量统计					kWh
	尖峰耗电量	高峰耗电量	平段耗电量	低谷耗电量	合计
乙二醇泵	6 509	26 035	26 496	80 869	139 909
基载制冷机	36 083	144 334	148 046	0	328 463
基载制冷机冷水泵	7 488	29 952	30 693	0	68 133
基载制冷机冷却水泵	12 936	51 744	53 295	0	117 975
基载制冷机冷却塔	3 528	14 112	14 535	0	32 175
双工况制冷机	1 483	5 932	7 850	465 894	481 160
双工况制冷机冷水泵	213	850	1 096	44 110	46 269
双工况制冷机冷却水泵	1 980	7 920	8 625	73 517	92 042
双工况制冷机冷却塔	612	2 448	2 655	22 055	27 770
补水泵	572	2 288	3 432	0	6 292
定压补液装置	121	484	726	539	1 870
合计	71 525	286 099	297 449	686 984	
年耗电量					1 342 058

3.2 方案 2:低温冷源系统

在该方案中,空调(新风)机组和风机盘管所需冷量均由低温冷源系统承担。系统采用部分负荷蓄冰、双工况主机与蓄冰装置串联、主机位于上游的蓄冰供冷形式。蓄冰装置采用蓄冰盘管,内融冰,出水温度 3℃;载冷剂采用乙二醇水溶液,通过板式换热器间接向空调系统供冷,一次水温度 3

℃/11℃、二次水温度 5℃/13℃ 的低温冷水供给新风机组,二次水温度为 13.5℃/18.5℃ 的高温冷水供给于工况运行的风机盘管。在双工况螺杆式水冷制冷机夜间制冰时,基载制冷机为风机盘管系统和空调(新风)机组系统提供空调冷水,供回水温度为 7℃/12℃。

冷源系统的主要设备见表 9。

表 9 低温冷源系统主要设备

序号	设备名称	技术参数	功率/kW	数量	备注
1	双工况制冷机	2 290 kW(空调)/1 640 kW(蓄冰)	487(空调)/475(蓄冰)	3 台	
2	基载制冷机	1 410 kW	252	1 台	
3	主机冷却塔	580 m ³ /h	22.5	3 台	
4	基载制冷机冷却塔	400 m ³ /h	11	1 台	
5	乙二醇泵	II=38 m, Q=350 m ³ /h	55	4 台	1 台备用
6	系统循环泵 1	H=35 m, Q=220 m ³ /h	45	3 台	1 台备用
	系统循环泵 2	H=35 m, Q=300 m ³ /h	45	3 台	1 台备用
	基载制冷机循环泵	H=35 m, Q=160 m ³ /h	30	2 台	1 台备用
7	基载制冷机冷水泵	H=35 m, Q=210 m ³ /h	45	2 台	1 台备用
8	主机冷却水泵	H=35 m, Q=550 m ³ /h	75	3 台	
9	基载制冷机冷却水泵	II=35 m, Q=320 m ³ /h	55	2 台	1 台备用
10	补水泵	II=4.0 m, Q=15 m ³ /h	5.5	1 台	
11	乙二醇补液泵	II=15 m, Q=12 m ³ /h	1.5	1 台	
12	蓄冰槽	1 030 kW		27 组	
13	板式换热器	2 000 kW		2 台	
		2 500 kW		2 台	
		1 400 kW		1 台	
14	乙二醇储液箱	3 m ³		1 个	
15	膨胀水箱	2 m ³		1 个	
16	软水器	6 m ³ /h		1 个	
17	软水箱	12 m ³		1 个	

在该方案中,融冰和双工况制冷机共同承担整个空调系统的负荷。和方案 1 相同,冰蓄冷系统采用融冰优先的控制策略。融冰供冷量和双工况制冷机白天供冷量分别见图 17,18。对比方案 1,由于融冰和双工况制冷机承担的负荷增大,即使在负荷较小的时刻,融冰供冷量仍小于该时刻的负荷需求,不足的部分仍需开启双工况制冷机补充。因此,双工况制冷机的运行时间较方案 1 要长,承担的负荷也增大了。

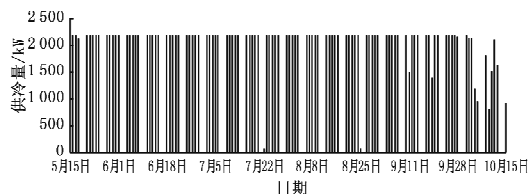


图 17 方案 2 融冰供冷量

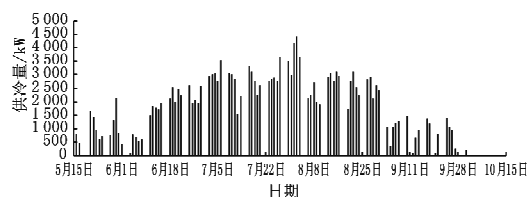


图 18 方案 2 双工况制冷机白天供冷量

图 19 和图 20 给出了夏季典型日和过渡季典型日各种冷源承担的负荷。在夏季白天,融冰供冷量为恒定值,不足的冷量由双工况制冷机承担,对比方案 1 可知,双工况制冷机承担的负荷增大了;在夜间,双工况制冷机在电力低谷期满负荷运行制冰,需

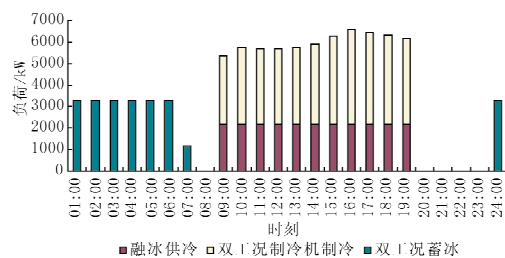


图 19 方案 2 夏季典型日各种冷源的逐时负荷

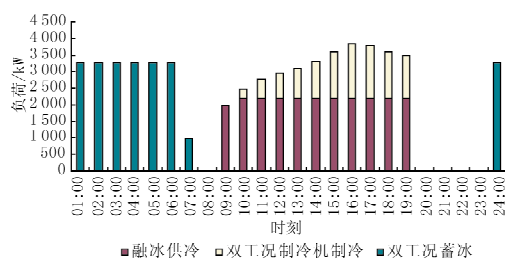


图 20 方案 2 过渡季典型日各种冷源的逐时负荷

运行 7 h 以上。在过渡季白天,由于负荷较小,除了刚开启时刻外,融冰供冷量为恒定值,不足的冷量由双工况制冷机承担。对比方案 1,由于白天融冰供冷量较大,夜间的制冰量也相应地增大了。

图 21 为双工况制冷机白天的逐时耗电量。图 22,23 分别给出了夏季、过渡季典型日冷源的逐时耗电量,由于双工况制冷机制冰时的 COP 较制冷时的小,且夜间制冰量较大,在过渡季夜间双工况制冷机(该方案双工况制冷机的性能曲线和方案 1 的双工况制冷机相同)的耗电量要大于白天的耗电量。

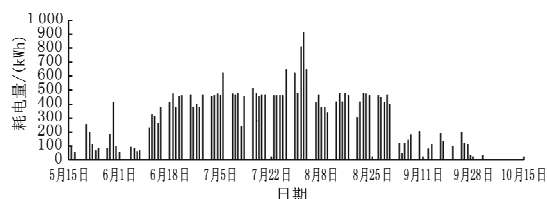


图 21 方案 2 双工况制冷机白天的耗电量

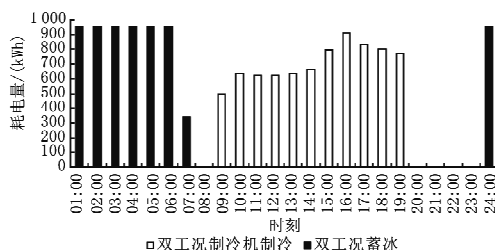


图 22 方案 2 夏季典型日冷源的逐时耗电量

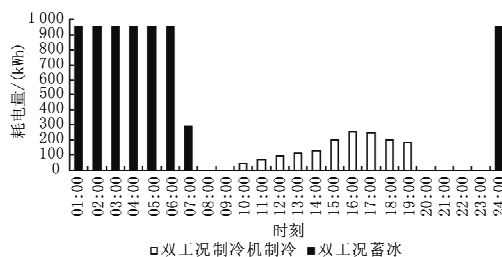


图 23 方案 2 过渡季典型日冷源的逐时耗电量

该方案的冷源侧设备年耗电量见表 10。

表 10 低温冷源系统冷源侧设备年耗电量统计

	尖峰耗电量	高峰耗电量	平段耗电量	低谷耗电量	kWh
乙二醇泵	9 961	39 844	40 609	111 561	201 975
双工况制冷机	28 428	113 712	119 419	713 469	975 028
双工况制冷机冷水泵	4 763	19 053	19 792	121 702	165 310
双工况制冷机冷却水泵	10 200	40 800	40 950	152 128	244 078
双工况制冷机冷却塔	3 060	12 240	12 285	45 638	73 223
补水泵	605	2 420	3 630	0	6 655
定压补液装置	165	660	990	1 014	2 829
合计	57 182	228 729	237 675	1 145 512	
年耗电量					1 669 099

3.3 方案 3:常规冷源系统

采用 3 台离心式冷水机组和 1 台螺杆式冷水机组承担空调(新风)机组和风机盘管所需冷量,供

回水温度为 7℃/12℃。冷源系统的主要设备如表 11 所示。

在该方案中,3 台离心机和 1 台螺杆机共同承

表 11 常规冷源系统主要设备

序号	设备名称	技术参数	功率/kW	数量	备注
1	离心式冷水机组	2 990 kW	586	3 台	
2	螺杆式冷水机组	1 410 kW	306	1 台	
3	冷却塔 1	480 m ³ /h	15	3 台	
4	冷却塔 2	300 m ³ /h	10	1 台	
6	冷水一级泵 1	H=20 m,Q=530 m ³ /h	45	3 台	
	冷水一级泵 2	II=20 m,Q=250 m ³ /h	22	2 台	1 台备用
	冷水二级泵 1	II=18 m,Q=530 m ³ /h	45	3 台	
	冷水二级泵 2	II=18 m,Q=250 m ³ /h	18.5	2 台	1 台备用
8	冷却水泵 1	II=32 m,Q=630 m ³ /h	90	4 台	1 台备用
9	冷却水泵 2	H=32 m,Q=300 m ³ /h	37	2 台	1 台备用
10	补水泵	H=5.2 m,Q=2 m ³ /h	2.2	2 台	
11	膨胀水箱	0.6 m ³		1 个	
12	软水器	6 m ³ /h		1 个	
13	软水箱	15 m ³		1 个	

担整个空调系统的负荷,根据负荷的大小确定制冷机的运行台数。该方案离心机和螺杆机的性能系

数如表 12 所示。

该方案冷源侧设备年耗电量见表 13。

表 12 离心机和螺杆机的性能系数

	额定制冷工况下的 COP	IPLV
离心机	5.1	5.42
螺杆机	4.6	5.13

4 经济性比较

4.1 方案 1: 双冷源系统

双冷源系统的设备初投资如表 14 所示。

表 13 常规冷源系统冷源侧设备年耗电量统计

	尖峰耗电量	高峰耗电量	平段耗电量	低谷耗电量	合计
制冷机	73 549	294 197	409 860	0	777 605
冷水泵	21 689	86 756	88 554	0	196 998
冷却水泵	18 831	75 322	77 296	0	171 449
冷却塔	3 176	12 704	13 105	0	28 985
补水泵	581	2 323	2 420	0	5 324
定压补液装置	121	484	726	0	1 331
合计	117 947	471 786	591 961	0	1 181 693
年耗电量					

表 14 双冷源系统冷源侧设备初投资

序号	设备名称	价格/元
1	冷却塔	642 600
2	双工况制冷机	2 539 752
3	基载制冷机	1 419 917
5	自动过滤装置	72 000
6	软水箱	97 215
7	冷却水泵	333 420
8	乙二醇储液箱	8 000
9	膨胀水箱	30 300
10	软水器	7 000
11	冷水泵	324 000
12	乙二醇泵	214 280
13	板式换热器	260 000
14	冷水分、集水器	28 000
15	自动加药排污装置	21 000
16	补水泵	20 990
17	定压补液装置	10 131
18	蓄冰盘管	2 970 000
合计		8 998 605

双冷源系统的投资总额如表 15 所示。

表 15 双冷源系统投资总额

序号	项目	投资费用/万元
1	设备初投资	899.9
2	电力设备费	337.8
3	政府补贴	-36.6
方案总投资		1 201.1

注: 电力设备费按 1 500 元/kW 计算; 政府补贴按移峰每 kW 补贴 500 元的标准实施。

双冷源系统的年运行费如表 16 所示。

表 16 双冷源系统年运行费统计

序号	内容	运行费/万元
1	乙二醇泵	9.0
2	基载制冷机	34.1
3	基载制冷机冷水泵	7.1
4	基载制冷机冷却水泵	12.2
5	基载制冷机冷却塔	3.3
6	双工况制冷机	18.0
7	双工况制冷机冷水泵	1.8
8	双工况制冷机冷却水泵	4.5
9	双工况制冷机冷却塔	1.4
10	补水泵	0.6
11	定压补液装置	0.2
合计		92.2

北京市分时电价如表 17 所示。

表 17 北京市分时电价

时段	起止时间	电价/(元/(kWh))	备注
尖峰期	11:00~13:00	1.337 7	7,8,9 月
	20:00~21:00		
高峰期	10:00~15:00	1.228 3	
	18:00~21:00		
平段期	07:00~10:00	0.778 5	
	15:00~18:00		
	21:00~23:00		
低谷期	23:00~07:00	0.353 9	

4.2 方案 2: 低温冷源系统

低温冷源系统的设备初投资如表 18 所示。

表 18 低温冷源系统冷源侧设备初投资

序号	设备名称	价格/元
1	冷却塔	734 700
2	双工况制冷机	3 537 512
3	基载制冷机	605 010
5	自动过滤装置	68 000
6	软水箱	30 000
7	冷却水泵	252 191
8	乙二醇储液箱	8 000
9	膨胀水箱	18 900
10	软水器	7 000
11	冷水泵	327 145
12	乙二醇泵	214 280
13	板式换热器	211 250
14	冷水分、集水器	48 000
15	自动加药排污装置	25 290
16	补水泵	21 522
17	定压补液装置	10 131
18	蓄冰盘管	2 970 000
合计		9 088 931

低温冷源系统的投资总额如表 19 所示。

表 19 低温冷源系统投资总额

序号	项目	投资费用/万元
1	设备初投资	908.9
2	电力设备费	377.0
3	政府补贴	-36.6
方案总投资		1 249.3

注: 同表 15。

低温冷源系统的年运行费如表 20 所示。

表 20 低温冷源系统年运行费统计

序号	设 备	运行费/万元
1	乙二醇泵	13.3
2	双工况制冷机	52.3
3	双工况制冷机冷水泵	8.8
4	双工况制冷机冷却水泵	14.9
5	双工况制冷机冷却塔	4.5
6	补水泵	0.7
7	定压补液装置	0.2
合计		94.7

4.3 方案 3: 常规冷源系统

常规冷源系统的设备初投资如表 21 所示。

表 21 常规冷源系统冷源侧设备初投资

序号	设备名称	价格/元
1	冷却塔	730 000
2	离心式冷水机组	3 854 619
3	螺杆式冷水机组	627 800
4	自动过滤装置	72 000
5	软水箱	97 215
6	冷却水泵	395 093
7	膨胀水箱	7 500
8	软水器	7 000
9	冷水泵	678 175
10	冷水分、集水器	14 000
11	自动加药排污装置	26 000
12	补水泵	10 000
13	定压补液装置	10 131
合计		6 529 533

常规冷源系统的投资总额如表 22 所示。

表 22 常规冷源系统投资总额

序号	项 目	投资费用/万元
1	设备初投资	653.0
2	电力设备费	411.3
方案总投资		1 064.3

注: 电力设备费按 1 500 元/kW 计算。

常规冷源系统的年运行费如表 23 所示。

表 23 常规冷源系统年运行费统计

序号	项 目	运行费/万元
1	制冷机	77.9
2	冷水泵	20.5
3	冷却水泵	17.8
4	冷却塔	3.0
5	补水泵	0.6
6	定压补液装置	0.1
合计		119.9

4.4 经济性比较

对各方案经济性进行比较(见表 24)可知, 常规系统的初投资最省, 但运行费最高; 低温冷源方案的初投资额最大, 运行费居中; 双冷源方案的初投资居中, 运行费最低。由此可知, 尽管常规系统

的运行能耗最小, 但由于其消耗的是尖峰、高峰和平段的电能, 电价较高, 而其他两个冰蓄冷方案在蓄冰期间消耗的是低价的谷电。因此总的算来, 常规系统的运行费较冰蓄冷方案高。比较两个冰蓄冷方案可知, 双冷源方案的初投资要少于低温冷源方案, 且运行费比低温冷源方案低。因此, 双冷源方案要优于低温冷源方案。

表 24 各方案经济性比较

	初投资/万元	运行费/万元
常规系统方案	1 064.3	119.9
低温冷源方案	1 249.3	94.7
双冷源方案	1 201.1	92.2

为了进一步分析经济性, 计算两个冰蓄冷方案相对于常规系统的投资回收期, 如表 25 所示。由表可知, 双冷源系统的投资回收期为 4.9 a, 回收期较短, 该方案是可行的。

表 25 冰蓄冷方案相对于常规系统的投资回收期

	增加投资/万元	年节省运行费/(万元/a)	投资回收期/a
低温冷源方案	185.0	25.2	7.3
双冷源方案	136.9	27.6	4.9

5 结论

5.1 从技术上来看, 双冷源系统和低温冷源系统都为空调系统提供低温和高温冷水, 实现了室内环境的温、湿度独立控制, 能够有效地避免霉菌繁殖等问题。双冷源系统的高温冷水直接由制冷机提供, 使得制冷机的 COP 得以提高, 避免常规系统中热、湿联合处理所带来的损失。双冷源系统和低温冷源系统均采用冰蓄冷, 将电力高峰的负荷转移到电力低谷。较常规空调来说, 能够减少装机容量, 均衡电网用电负荷, 具有重大的社会效益和经济利益。

5.2 从经济性上看, 常规系统的初投资最少, 但运行费最高。双冷源方案的初投资要少于低温冷源方案, 且运行费比低温冷源低。因此, 双冷源方案要优于低温冷源方案。双冷源系统较常规系统的投资回收期为 4.9 a, 回收期较短, 该方案是可行的。

5.3 本项目选择双冷源系统作为最终的冷源方案。

5.4 根据用户要求, 双冷源系统的设备选型存在着一定的富余量, 这使得设备初投资增加了, 投资回收期也相应变长。若不考虑设备余量, 则双冷源系统的投资回收期将更短。

参考文献:

- [1] 中国气象局气象信息中心气象资料室, 清华大学建筑技术科学系. 中国建筑热环境分析专用气象数据集 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005