

# 深圳市某办公楼 空调系统节能潜力分析

哈尔滨工业大学 周巧航<sup>☆</sup> 赵加宁<sup>\*</sup> 施雪华

**摘要** 通过对深圳市某办公楼空调系统运行状况的调查测试和模拟,分析了该工程冷水机组及冷水系统的运行方案,提出了空调系统节能改造方案并讨论了其经济性。

**关键词** 办公楼 空调系统 空调负荷 节能

## Energy efficiency potential analysis of an office building in Shenzhen

By Zhou Qiaohang<sup>★</sup>, Zhao Jianing and Shi Xuehua

**Abstract** According to the test and simulation in operating conditions, analyses the operating schemes of the chiller and chilled water system. Presents the reconstruction scheme for energy efficiency of the air conditioning system and discusses its economics.

**Keywords** office building, air conditioning system, air conditioning load, energy efficiency

★ Harbin Institute of Technology, Harbin, China

①

### 0 引言

在能源总消耗中,建筑能耗占很大比例,其中照明,特别是空调,占据了建筑能耗的绝大部分。所以,进行空调节能潜力的分析具有非常重要的意义。我们可以根据分析结果,通过对空调系统设计或对已有的空调系统进行改造,达到降低能耗的目的。对于供冷期较长的地区,空调能耗高,因此节能工作尤为重要,并具有代表意义。本文以深圳市某办公楼为对象进行研究和讨论。该办公楼地下 2 层,地上 20 层,总建筑面积 39 200 m<sup>2</sup>,空调面积 30 000 m<sup>2</sup>。空调用制冷系统选用 3 台制冷量为 1 336 kW 的离心式冷水机组,但实际只运行 2 台即可满足要求。冷水与冷却水系统均为定流量运行。该办公楼的室内设计干球温度为 24~26 ℃,相对湿度为 50%~60%。通过实测调查得知,该办公楼空调系统全年供冷,运行时数为 2 530 h,当冬季室外空气温度降低而不需供冷时,停开冷水机组。

### 1 空调负荷

对建筑物进行能耗分析和运行模拟,都要以空调负荷计算为基础。空调系统的设计与运行能耗

都与空调动态负荷有关,本文使用能耗分析软件 DOE-2 对该办公楼的空调动态负荷进行模拟,结果见图 1。模拟得到的逐时峰值负荷为 2 415 kW,图 1 中所示为月平均负荷,其峰值为 1 600 kW。由计算结果可知,该办公楼全年均需要供冷。

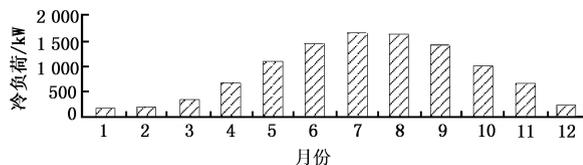


图 1 办公楼动态负荷

获得空调动态负荷后,为使用负荷频率法对冷水机组的能耗进行分析,按文献[1]提出的一种用于制冷设备运行分析及容量选择的全年空调负荷统计方法,将空调动态负荷转换成负荷率与时间频数之间的关系,该办公楼空调系统全年运行时数平均为

①<sup>☆</sup> 周巧航,女,1975 年 10 月生,工学硕士,助理工程师  
150090 哈尔滨市海河路 202 号哈尔滨工业大学二校区 2644  
信箱

\* (0451)88776496

\* E-mail: zhaojianing@sina.com

收稿日期:2001-12-31

修回日期:2004-03-08

2 530 h, 平均空调冷负荷时间频数如表 1 所示。

表 1 平均空调冷负荷时间频数 %

负荷率	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
时间频数	27.9	8.7	8.2	11.6	9.9	10.2	11.6	6.4	4.2	1.3

## 2 冷水机组的节能分析

在一年之中, 由于空调系统在部分负荷下运行的时间较多, 因此, 全年耗能量与制冷机部分负荷下的工作特性有关。离心式冷水机组部分负荷性能见表 2<sup>[2]</sup>。由表 2 可以看出, 与负荷率为 100%

表 2 离心式冷水机组部分负荷性能参数 %

机组负荷率	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10
机组功率百分数	100	87.0	76.0	65.0	56.0	48.0	40.0	33.0	25.0	21.0

的情况相比, 部分负荷下的运行效率有增有减。机组负荷率在 40%~90% 之间时, 机组功率百分数低于负荷率, 说明运行效率高; 机组负荷率低于 40% 时, 情况相反。

根据表 2, 采用线性回归的方法得出典型的离

表 3 冷水机组运行耗功率

负荷率 / %	时间频数 / %	实际运行方案				最优运行方案			
		运行台数	机组功率百分数 / %		平均功率 <sup>1)</sup> / kW	运行台数	机组功率百分数 / %		平均功率 <sup>1)</sup> / kW
			第 1 台	第 2 台			第 1 台	第 2 台	
10	27.9	1	18.1	0	19.24	1	18.1	0	19.24
20	8.7	1	36.2	0	8.84	1	36.2	0	8.84
30	8.2	1	54.2	0	11.52	1	54.2	0	11.52
40	11.6	1	72.3	0	21.64	1	72.3	0	21.64
50	9.9	1	90.4	0	23.77	1	90.4	0	23.77
60	10.2	2	93.4	15.0	32.00	2	54.2	54.2	28.66
70	11.6	2	100	26.5	41.14	2	63.3	63.3	37.75
80	6.4	2	100	44.6	25.02	2	72.3	72.3	23.87
90	4.2	2	100	62.7	17.97	2	81.3	81.3	17.82
100	1.3	2	100	80.8	6.29	2	90.4	90.4	6.24
合计					207.43				199.37

1) 平均功率是指在該负荷率段内, 消耗的电能与該段运行小时数的比值。

时, 总运行能耗为最小。

## 3 水系统的节能分析

调查表明, 空调水系统运行时普遍存在大流量小温差的问题。夏季冷水系统的供回水温差, 较好的为 3℃ 左右, 差的只有 1~1.5℃。而循环水量一般为设计水量的 1.5 倍。高层建筑供冷系统一般规模较大, 能耗很大, 但节能潜力也很大。一个节能的制冷系统, 不仅要求选择的设备性能和台数能与空调系统负荷的变化相适应, 而且要求在运行中整个系统在各种负荷下能够保持能耗最小。

空调水系统应用变频调速装置进行变流量运行时, 可以不改变管路特性, 而靠移动水泵工作点使之沿管路特性曲线移动, 保持水泵在最高效率点运行, 达到最大节能效果。对于闭式系统来说,

离心式冷水机组特性曲线方程, 从而采用负荷频率法计算出不同制冷量时输出功率的变化。

该办公楼制冷系统的实际运行方案是: 先开启 1 台冷水机组, 由小到大调节其冷量以满足实际负荷变化要求, 直至出力不够时, 再开启另 1 台。并且第 1 台冷水机组始终保持满负荷, 而第 2 台随负荷变化进行调节。笔者根据模拟优化计算得到了冷水机组的最优运行方案(即全年机组运行的平均输出功率最小)。由于离心式制冷机在设计负荷的 15% 以下运行时会出现喘振, 因此本文在模拟冷水机组实际运行时, 规定制冷机最低调节范围不得低于 15%, 否则停机。两种运行方案的计算结果见表 3。

由表 3 可知, 最优运行方案是: 先开启 1 台冷水机组, 由小到大调节其冷量以满足实际负荷变化要求, 直至出力不够时, 再开启另 1 台。当开启 2 台制冷机时, 平均分配负荷, 每台冷水机组的制冷量按表 3 由小到大调节满足负荷变化的要求。此

在变频调速运行时, 流量变化比与功率变化比的三次方成正比, 当流量减少时, 其实耗功率相应按三次方的比例降低。这对于目前空调水系统的设计水量与实际水量差别很大的情况来说, 具有非常明显的节能意义。

本文模拟了 2 台并联水泵采用变频装置, 根据负荷变化进行流量调节时, 不同流量下的最优调速比及相应的耗功率。在模拟水泵运行能耗时, 调速水泵全年运行平均功率的计算同样存在着各运行水泵间负荷的最优分配问题。我们的目的是在尽量满足流量和扬程的前提下, 使能耗降到最小。本文在考虑流量变化满足部分负荷要求时, 只对冷水泵变流量时二者的能耗进行计算, 而冷却水侧的变流量分析将不作研究。计算运行能耗时, 假定最小临界

水量为总水量的50%,该工程每台机组冷水的循环流量为230 m<sup>3</sup>/h,所以最小临界水量为115 m<sup>3</sup>/h。模拟时校核水泵流量,如果低于该值,水泵的调速比就保持不变。本文对多种调速方案进行了计算。

该办公楼的冷水系统的实际运行方案是:50%负荷以下时,1台泵运行;50%~100%负荷时,开启2台泵,且均为定流量运行。笔者根据多种调速方案模拟优化计算得到了冷水机组的最优运行方

案(即冷水泵运行的平均输出功率最小):当50%负荷以下时,开1台水泵;50%~100%负荷时,开启2台水泵,且水泵分阶段调速运行满足负荷率变化要求。两种运行方案的计算结果见表4。

经校核,2台水泵都变速运行时,每台机组的水量始终在最小临界水量以上。从以上两个方案中可以看出,在部分负荷时,变频调速水泵与恒速泵比较,其节能效果非常显著。

表4 冷水系统运行耗功率

负荷率 /%	时间频数 /%	实际运行方案				最优运行方案			
		运行台 数	速比 <sup>1)</sup>		平均功 率 <sup>2)/kW</sup>	运行台 数	速比 <sup>1)</sup>		平均功 率 <sup>2)/kW</sup>
			第1台	第2台			第1台	第2台	
10	27.9	1	1	0	12.58	1	0.35	0	0.55
20	8.7	1	1	0	3.90	1	0.35	0	0.17
30	8.2	1	1	0	3.70	1	0.35	0	0.16
40	11.6	1	1	0	5.21	1	0.47	0	0.54
50	9.9	1	1	0	4.46	1	0.59	0	0.91
60	10.2	2	1	1	9.21	2	0.35	0.35	0.41
70	11.6	2	1	1	10.42	2	0.41	0.41	0.73
80	6.4	2	1	1	5.76	2	0.47	0.47	0.60
90	4.2	2	1	1	3.74	2	0.53	0.53	0.56
100	1.3	2	1	1	1.17	2	0.59	0.59	0.24
合计					60.15				4.87

1)水泵实际运行时的转速与满负荷运行时的转速之比。

2)同表3 1)。

#### 4 室内空气参数与建筑能耗

影响空调系统能耗的因素很多,针对本文所研究的办公楼,根据现有实际条件及能力,本文从设计标准选取的角度进行建筑能耗分析。

在空调设计中,首先要确定室内设计参数,这关系到舒适标准与卫生要求。合理的设计应该是在满足热舒适要求的前提下力求减小能耗。干球温度22~27℃,相对湿度30%~70%被普遍认为是舒适区。根据该办公楼的室内设计参数,通过组合(6个设计工况)计算,得到表5所示的空调系统的舒适度和耗电量。

表5 不同室内参数下空调系统的舒适度和耗电量

设计 工况	干球温度 /℃	相对湿度 /%	舒适度	耗电量 /(kWh)
1	24	50	稍凉	864 700
2	25	50	舒适	824 900
3	26	50	舒适	784 600
4	24	60	舒适	855 900
5	25	60	舒适	815 900
6	26	60	舒适	775 900

由表5可以看出,温度的升高和相对湿度的增加,都会使能耗降低。上述设计工况都在舒适区范围内,但耗电量不同。所以在满足舒适度要求的前提下,可选择提高室内温度和相对湿度来减少空调系统能耗。

#### 5 节能综合效果分析

针对该办公楼的实际情况,本文提出了该办公楼空调系统的若干节能措施并进行了分析,其综合效果见表6。

表6 空调系统节能潜力分析一览表

改造项目	增加投入 /元	耗电量 /(kWh)		节能率 /%	节省运 行费 <sup>1)</sup> /(元/a)	回收年 限/a
		改前	改后			
冷水机组的最 优运行方案		524 798	504 406	3.9	20 392	
冷水泵定水量 改为变水量 运行	变频器及 辅助设备 80 000	152 180	12 321	91.9	139 859	1
合计	80 000	676 978	516 727	23.7	159 851	1

1)深圳市电价为1元/(kWh)。

由表6可知,对现有的空调系统进行改造,以较少的投资,就可以获得可观的节能效果和节省大量的运行费用。由于有些节能措施对已经施工运行的系统难以操作,如果在设计阶段就能充分考虑系统的节能问题,则效果会更好。

#### 6 结语

通过对深圳市某办公楼的空调系统进行节能潜力分析可以看到,现有的空调系统具有很大的节能潜力。仅从制冷系统的优化运行和冷水系统角

(下转第8页)