

# 通信机房空调系统节能措施分析

广东省电信规划设计院有限公司 刘威<sup>☆</sup> 许新毅 邓重秋

**摘要** 介绍了通信机房空调系统的特点及分类,分析了采用变频技术、改善气流组织、采用制冷主机群控系统、加强运行管理等节能措施的节能效果,给出了节能措施应用的范围和注意事项。

**关键词** 通信机房 空调 变频技术 下送风 群控 节能

## Energy saving measure analysis for air conditioning systems in telecom equipment rooms

By Liu Wei, Xu Xinyi and Deng Chongqiu

**Abstract** Presents the characteristics and classifications of air conditioning systems in telecom equipment rooms, analyses the energy saving effects of the measures including adopting frequency conversion technique, improving air distribution, adopting group control system of chillers and enhancing operation management, and recommends their applied range and some related points.

**Keywords** telecom equipment room, air conditioning, frequency conversion technique, upside air supply, group control, energy conservation

Guangdong Planning and Designing Institute of Telecommunications Co., Ltd., Shenzhen, Guangdong Province, China

### 0 引言

信息化社会的不断发展使通信行业空前炽热。通信机房的建设作为通信行业的基础被提到了至关重要的位置。在通信系统的建设和运行中,电源和空调是两个最为重要的设备运行保障因素。尤其是空调系统,不仅其能耗占整个机房总能耗的比例逐渐增大,而且不断增大的数据机房内通信设备的功耗密度对其的要求亦越来越高。对一些数据机房的调研发现,空调系统的电费支出占整个机房电费支出的45%左右。

另外,一些通信机房改造和扩容后,原有的空调系统无法承载扩容后的负荷,导致机房设备无法正常运行。通信机房空调系统所存在的这些问题已经引起业主和设计、研究人员的重视,并对通信机房空调的形式及其节能措施作了不断的研究和探索。本文介绍通信机房空调系统的一些关键节能措施。

### 1 通信机房空调系统的特点及分类

#### 1.1 特点

1) 显热量大、湿量小。空调的空气处理过程

近似为等湿降温过程,送风为大风量、小焓差,舒适性空调机组达不到通信机房对湿湿度的要求(舒适性空调比焓差  $\Delta h = 17 \sim 22 \text{ kJ/kg}$ ; 机房专用空调比焓差  $\Delta h = 8.5 \sim 12.5 \text{ kJ/kg}$ )<sup>[1]</sup>。

2) 空调负荷中通信设备发热是主要负荷,空调系统需长年运行。

3) 机房内交换机、服务器及其辅助设备对空气洁净度要求严格,必须对新风和送风进行净化处理。

4) 冷负荷大、湿负荷小,在去除室内余热的同时,常需对室内加湿,以保证室内的相对湿度。目前通信机房采用的恒温恒湿空调机均接有加湿用风管。

5) 下送上回的送风方式较上送下回方式具有

① ☆ 刘威,男,1981年1月生,硕士研究生,硕士,助理工程师  
518057 广东省深圳市南山区科技园北区梦溪道2号酷派信  
息港6709室

(0755) 84439631

E-mail: liuwe9908@163.com

收稿日期:2009-01-04

一次修回:2009-02-25

二次修回:2010-02-26

冷却效果好、风量小、有利于保证送风洁净度等优点,但应解决好防火、气流短路、风量分配不均和结露等问题。

6) 机房专用空调机组不仅能满足机房的各项要求,而且比通用型空调机节能<sup>[2]</sup>。

7) 空调系统全年运行,空调机一旦出现故障,机房内温度会迅速升高,导致通信设备报警或停机,所以空调系统应设备用。

## 1.2 分类

### 1.2.1 集中空调冷水系统+冷水型恒温恒湿空调

处理过程为:空调制冷主机制得的冷水被输送到各层空调机房的冷水型恒温恒湿空调机中,和空气换热后由恒温恒湿空调机将冷空气送至通信机房。

这种空调系统的制冷能效比较高,系统整体的能效比一般可达4.0以上,适用于大型通信机楼,尤其是南方地区5层以上或总面积大于等于8000 m<sup>2</sup>的通信机楼。末端冷水型恒温恒湿空调机采用下送风型和上送风型均可。系统的整体性能较好,可进行集中调控。缺点是需要单独设置制冷主机房,根据机房的安全等级要求需考虑设置独立双路水系统,投资较大<sup>[3]</sup>。

### 1.2.2 风冷恒温恒湿空调机系统

空调机组的冷凝器放置在室外,利用室外空气将热量带走,每台空调机都配有单独的室外机。

这种空调系统适用于有室外机放置位置的通信机房,由于风冷恒温恒湿空调机不需接冷水管,所以可直接安装在通信机房内,安装设置比较灵活,投资较第一种空调系统小。但制冷能效比较小,一般约为3.0,且室外机和室内机的铜管安装长度有限制,室外机安装占用面积较大。

### 1.2.3 模块式空调系统

空调机组的蒸发器和风机组成一个制冷模块,直接和通信机柜结合在一起,对机柜内服务器进行有针对性的冷却。这种系统制冷效率较高,一定程度上能够解决大功率机柜的散热问题,适合于小型机房。缺点是需要安装室外机,且铜管安装长度也有限制,系统本身提供的制冷量较小。目前该系统正处于探索阶段,虽已有产品问世,但国内实际应用较少。

## 2 通信机楼空调节能措施分析

在空调全年运行的通信机房内,空调用电能耗

很大。由于以下原因,空调系统长时间处于非满载运行状态:1)通信设备对空调系统要求较高,设计时安全余量较大;2)设备分期安装、分期投入运行,通信机楼启用初期空置率较高;3)空调系统的制冷量是用夏季空调计算温度计算而得,在其他季节,室外温度降低,冷负荷变小。因此,通信机房的空调系统的节能潜力是比较大的<sup>[4]</sup>。针对通信机房的的不同用途,采取的节能措施有所不同。以下对几种常见的机房空调节能措施进行分析。

### 2.1 采用变频技术

变频器应用于空调系统可实现对水泵、风机等设备的无级调节,有利于空调系统的节能<sup>[5]</sup>。

在空调系统非满载运行时,通过调节冷水流量来调节空调系统的出力。在调节冷水流量时,通常采用阀门节流调节和水泵转速变频调节,其调节曲线如图1和图2所示,两种调节方式的对比见表1。

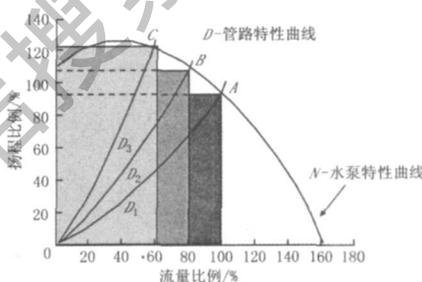


图1 阀门节流调节曲线

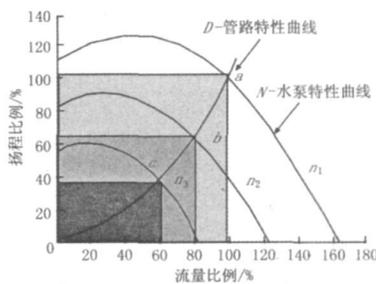


图2 水泵转速变频调节曲线

表1 节流调节和变频器调节方式的对比

		流量调节比例/%		
		100	80	60
工作状态点	阀门调节	图1中A	图1中B	图1中C
	变频调节	图2中a	图2中b	图2中c
水泵特性曲线	阀门调节	图1中N	图1中N	图1中N
	变频调节	图2中n <sub>1</sub>	图2中n <sub>2</sub>	图2中n <sub>3</sub>
管路特性曲线	阀门调节	图1中D <sub>1</sub>	图1中D <sub>2</sub>	图1中D <sub>3</sub>
	变频调节	图2中D	图2中D	图2中D

对比图1,2可知,变频调节和节流调节相比,

可以大幅度减少水泵的功耗,节省大量的电能<sup>[6]</sup>,节能情况如图3所示。

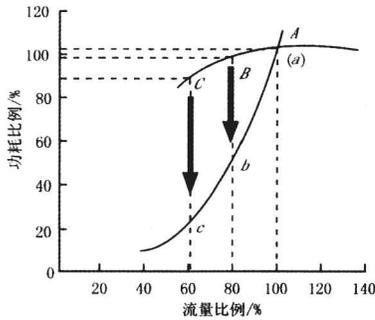


图3 节流调节和变频调节的水泵功耗对比

由图3可见,调节水泵的流量到额定流量的80%时,节流调节后(状态点B)水泵的功耗约为额定功耗的98%,而变频调节后(状态点c)的功耗约为额定功耗的50%,变频调节比节流调节减少48%

左右的额定功耗;调节水泵流量到额定流量的60%时,变频调节比节流调节减少67%左右的额定功耗。

以一个泵或泵组额定功率为100 kW的通信机楼冷水系统为例进行计算。根据泵的特性曲线可知,在额定流量下泵的效率为73.3%,在70%额定流量下泵的效率为54.3%。电动机参数为:额定功率100 kW,额定转速3 600 r/min,效率86.8%。根据通信机房空调系统运行特点,设定泵的运行模式如表2所示。

表2 泵的运行模式

	运行流量占额定流量的比例/%						
	70	75	80	85	90	95	100
运行时间/月	1	2	2	2	2	1	2
占全年运行时间的比例/%	8.3	16.6	16.6	16.6	16.6	8.3	16.6

按表2运行模式计算得到的节流调节和变频调节全年耗电量分别见表3、4。

表3 阀门节流调节全年耗电量

	相对流量/%						
	100	95	90	85	80	75	70
相对扬程/%	100.00	101.95	103.80	105.55	107.20	108.75	110.20
水泵输出功率/kW	73.00	70.33	67.66	64.99	62.31	59.64	54.30
水泵效率/%	73.00	70.33	67.66	64.99	62.31	59.64	54.30
水泵轴功率/kW	100.00	99.52	98.76	97.73	96.45	94.92	95.84
水泵电动机效率/%	86.80	86.80	86.80	86.80	86.80	86.80	86.80
水泵实际功率/kW	115.21	114.66	113.78	112.59	111.11	109.35	110.41
运行时间/h	1 462.92	727.08	1 454.16	1 462.92	1 462.92	1 462.92	727.08
耗电量/(kWh)	168 543.0	83 367.0	165 454.3	164 710.2	162 545.0	159 970.3	80 276.9
耗电量合计/(kWh)	984 866.7						

表4 变频器调节全年耗电量

	相对流量/%						
	100	95	90	85	80	75	70
相对扬程/%	100.00	91.23	82.90	75.03	67.60	60.63	54.10
水泵轴功率/kW	100.00	86.66	74.61	63.77	54.08	45.47	37.87
电动机效率/%	85.50	85.16	84.83	84.47	84.12	83.74	83.16
水泵实际功率/kW	116.96	101.76	87.96	75.49	64.29	54.30	45.54
运行时间/h	1 462.92	727.08	1 454.16	1 462.92	1 462.92	1 462.92	727.08
耗电量/(kWh)	171 103.10	73 987.70	127 907.90	110 435.80	94 051.10	79 436.60	33 111.20
耗电量合计/(kWh)	690 033.4						

对比表3、4可知,变频器调节较阀门节流调节节约30%,变频调节技术较阀门节流调节技术更适合用于通信机楼的空调系统中<sup>[7]</sup>。

## 2.2 改善气流组织

在通信机楼中,空调的气流组织不仅关系到通信设备的温度能否降到工作温度,还关系到空调的能效问题。通信机房常用的两种气流组织方式——上送侧回和下送上回或侧回中,下送风具有较高的冷却效率,能使空调系统达到较高的能效比。

为了比较两种气流组织的能耗,对表5所示的2个规模相当、单位面积供冷量均约为1.1 kW/m<sup>2</sup>的通信机房内的机架上设备的回风温度作了测试。

表5 两机房概况

机房	地点	送风形式	单个机架发热量/kW	机架排列形式	机架高度/m
甲	上海	下送风	2.80	统一朝向	2.2
乙	广州	上送风	2.76	统一朝向	2.2

甲机房冷风直接从架空地板上的送风口送入机架,送风口尺寸为600 mm×600 mm;乙机房送风口底部标高为2.8 m,送风口布置在两排机架之

间,送风口尺寸为800 mm×400 mm。每次各测试10个机架上每个设备的回风温度,对平均值加以对比。测试点位于每层设备自带风扇的出风口,如此选择测试点是为了排除其他设备回风和机房内环境温度的干扰。

初始测试时,乙机房送风平均温度为22℃,出风平均速度为3.8 m/s;甲机房送风平均温度为19℃,出风平均速度为3.0 m/s。测试数据见图4,从图中可以看出,甲机房中距离送风口最远的服务器(服务器10)的回风温度为30℃,而乙机房距离送风口最远的服务器(服务器1)回风温度为38℃,相差8℃。说明上送风时机架下面的服务器的冷却效果不好,要使这种情况得到解决,必须提高送风机的机外余压,增大送风口的出风速度或降低送风温度。

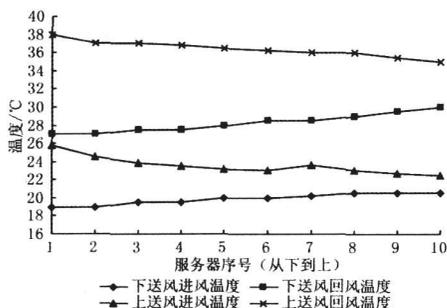


图4 不同送风形式下机架上各层设备的送回风温度

如图5所示,当调整上送风送风温度到20.5℃,增加送风机的功率到原来的1.3倍使送风速度达到5.4 m/s时,乙机房内机架上每层服务器的回风温度有所降低,但是仍达不到下送风对机房设备的冷却效果。提高风机的功率或者降低送风温度(送风温度过低会使风口结露,在机房内这是一个不宜采用的办法)虽然能够降低机架内设备的温度,但是会增加初投资和运行费用。根据以上对比分析可知,下送风时送风直接进入机架,与室内热空气混合程度小,较上送风形式有着更好的冷却效果。从冷却效果和节能方面来说,通信机房的空调气流组织应以下送风为主。对于新建通信机房或IDC(互联网数据中心)机房,单个机架的平均装机功率大于等于4 kVA、机房层高不低于4.8 m时,建议采用下送风方式,机房内设置架空地板,架空地板有效高度不低于400 mm。对于机房层高低于4.5 m的新建或改建工程,不建议使用下送风方式。

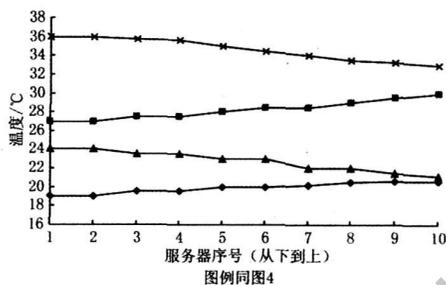


图5 调整上送风参数后不同送风形式下机架上各层设备的送回风温度

### 2.3 采用制冷主机群控系统

通信机房内往往有多台制冷主机。为了节能,在冷负荷随季节变化的情况下,制冷主机和辅助制冷设施的运行台数也应随着变化,而在负荷恒定期间,应当轮换开启不同的机组,提高制冷主机的运行效率。以上功能需要制冷主机群控系统来实现。制冷主机群控是根据负荷自动调整机组运行台数,能实现机组与水泵及冷却塔联动控制和设备轮换控制,具备完善的报警、图形显示操作界面、报表打印功能的系统。使用制冷主机群控系统不但可以提高制冷主机的效率,节省电能,而且可以减少多开主机带来的电量浪费<sup>①</sup>。

广东某综合楼建筑面积2.1万m<sup>2</sup>,共20层,作为宾馆和医院用,制冷主机放于地下1层,冷却塔放于屋面。选用3台PFS430.3型制冷主机,单机制冷量为1489 kW,额定电流为453 A,蒸发器流量为255 m<sup>3</sup>/h,冷凝器流量为306 m<sup>3</sup>/h;3台逆流式冷却塔,单台风扇电动机功率为11 kW;4台冷水泵,单台功率为55 kW,转速为1480 r/min,流量为400 m<sup>3</sup>/h,扬程为32 m;4台冷却水泵,单台功率为45 kW,转速为1480 r/min,流量为374 m<sup>3</sup>/h,扬程为28 m。

主机负荷率为50%~75%,冷水泵负荷率为85%,冷却水泵负荷率为87%。

该工程节能改造的效果分析见表6。

表6 节能改造的效果分析

	节能改造前年耗	节能改造后年耗	年节省电量	节电率
	电量/(kWh)	电量/(kWh)	/(kWh)	%
冷水泵	507 705	294 469	213 236	42
冷却水泵	425 169	255 101	170 068	40
制冷主机	1 397 508	1 313 657	83 851	6
合计	2 330 382	1 863 227	467 155	

注:节能改造前人工管理主机的启停。

① 沈晓平,刘惠民.通信机楼空调节能初探,2006:8-9

由表 6 可以看出,使用制冷主机群控系统具有很好的节能前景。

## 2.4 运行维护过程中的节能措施

在过渡季节和冬季加大新风量,充分利用室外新风的冷量对设备进行冷却,尤其是在冬季,在北方地区大量利用室外新风的自然冷量,可以减少空调机的运行台数,减少空调系统运行电能<sup>[1]</sup>。

针对不同性质的机房可以适当调节室内空调设置温度,调高室内温度能够使空调的出力减小,达到节省电能的目的<sup>[8]</sup>。

对于密闭较严的机柜,尽可能将机柜门打开,以便冷风能大量进入机柜,热风更易排出,提高冷风对设备的冷却效率,减少空调能耗。

机房中若有预留的扩容空间,需将预留空间的送风口关闭,以免造成冷量浪费。

UPS (uninterruptable power system) 室对空调冷量的需求较主机房小,送风形式通常也不同于主机房(UPS 室一般为上送风,主机房为下送风),建议在规划时将它们分开设置,避免空调冷量的浪费。

在夏季,可调节新风口,将新风量减至最小。可采用新风换气机预冷新风,回收排风冷量,达到节能的目的。

## 3 广东省某省级通信枢纽楼空调系统节能改造效果分析

广东省某省级通信枢纽楼设计运行耗电功率约为 8 257.06 kW,年耗电量为 7 233.2 万 kWh。空调系统的耗电功率约为 3 583.6 kW,年耗电量为 3 139.2 万 kWh。

实施变频配置的冷水泵:2 台,卧式单吸离心式,流量 285 m<sup>3</sup>/h,扬程 33 m,额定功率 95 kW/台。每台水泵配置 1 个变频器,2 台水泵共用 1 个变频控制柜。

实施变频前后的耗电量和增加的投资见表 7,由表 7 可见,半年内能够回收变频控制装置的初投资。

表 7 节流调节和变频调节投资分析

	传统节流调节 (改造前)	投入变频调节 (改造后)
水泵年耗电量/(万 kWh)	187.1	131.1
电费/(元/(kWh))	1	1
耗电量/万元	187.1	131.1
增加的投资/万元		25

比见表 8。

表 8 上送风和下送风投资对比

	上送风	下送风
空调送风机设计功率/kW	7.5	5.5
空调机价格/万元	18.5	18
空调机台数/台	42	42
空调机费用/万元	777	756
空调机年耗电量/(万 kWh)	275.94	202.36
土建费用/万元	2 345.82 (按层高 4.5 m 计算)	2 356.42 (按层高 4.65 m 计算)
末端送、回风装置费用/(元/m <sup>2</sup> )	送风管 950	进口架空地板,1 000 回风管:300~400
年运行费用	下送风比上送风少 73.58 万元(电价按 1 元/(kWh)计算)	
投资差额	下送风比上送风多 221.6 万元	

由表 7,8 可见,采用变频技术和下送风空调系统后,每年可节省运行费用 56 万元+73.6 万元=129.6 万元,而采用这两项节能技术增加的投资为 25 万元+221.6 万元=246.6 万元,静态投资回收期约为 1.9 a。

## 4 结论

4.1 对于通信机房或 IDC 机房,应根据机房的规模选择合适的空调系统,若空调系统较大且要求较高时,建议采用集中空调冷水系统加恒温恒湿空调机的形式。

4.2 当通信机房采用集中空调系统时,建议采用主机群控系统结合水泵变频技术,使空调系统达到最大程度的节能。

4.3 当通信机房或数据机房单机平均装机功率大于等于 4 kVA、建筑层高不低于 4.8 m 时,建议采用下送风方式,通信机房内需设置架空地板,架空地板有效高度不低于 400 mm。

4.4 一般通信机房和 IDC 机房建议采用机房专用空调机,并结合不同的送风形式采取通风性能好的机柜,提高空调系统的运行效率,减少局部高温点的出现。

4.5 在运行维护过程中,应根据不同季节调节新风量,根据通信设备的装机情况配备相应容量的空调机,减少空调能量的浪费。

## 参考文献:

- [1] 陈鹏飞. 程控机房新风供冷空调方式及节能分析 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2005: 4-6
- [2] 宫佑军, 张为中. 专用空调与舒适性空调在机房应用上的性能差异 [J]. 邮电设计技术, 2006 1(1): 61-65

(下转第 100 页)

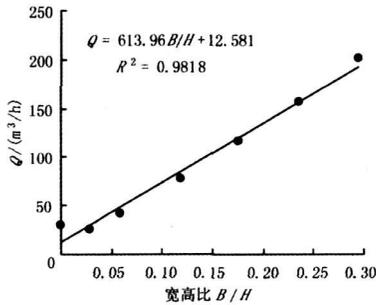


图5 通风量均值和窗孔宽高比的关系

渗透外,还有通过内门向其他房间渗透的空气,而开窗时的数据是将内门密封后测试得到的。

#### 4 结论

居室所需的通风量是根据房间内人员产生的CO<sub>2</sub>量确定的,其风量与房间内人数有关。而在《居住建筑节能设计标准》(征求意见稿)中,为了减少通风热损失,规定自然通风量为0.5 h<sup>-1</sup>,两者的数值不统一。在冬季的居住建筑中,居室空气质量难以满足室内空气质量标准的要求,尤其是对于人员较多的宿舍类建筑,空气质量问题较突出。在冬季,需要开窗实现热压自然通风,满足室内空气质量要求。

用风速法和示踪气体衰减法测试和计算了自然通风量,计算得到的通风量较为接近,后一种方法的通风量略小于前一种方法,窗口开度越大,差别越大。说明热压自然通风的效率受单侧窗口的影响。计算结果表明窗孔的流量系数数值为0.8~1.4。窗口的流量系数与窗口的开度为抛物线关系。

试验测试表明室内外空气温差对窗口的流量系数有一定的影响,宽高比越大,影响越大。求得了窗口的流量系数,就能够计算不同室内外温差下的自然通风量。

#### 参考文献:

- [1] 中国疾病预防控制中心环境与健康相关产品安全所,中国环境科学研究院环境标准研究所,中国疾病预防控制中心辐射防护安全所,等. GB/T 18883—2002 室内空气质量标准[S]. 北京:中国标准出版社,2002
  - [2] 金招芬,朱颖心. 建筑环境学[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2002:35—39
  - [3] Yoon D W. The evaluation of multi-zone air flow pattern and ventilation rates with trace gas methods in apartment house [C]// Proceedings of 9th International Conference on Indoor Air Quality and Climate. Monterey, California, 2002:296—301
  - [4] Christopher Y C, Wan M P, Anthony K L. Ventilation performance measurement using constant concentration dosing strategy [J]. Building and Environment, 2004, 39 (11): 1277—1288
  - [5] Hunt G B, Kaye N B. Pollutant flushing with natural displacement ventilation [J]. Building and Environment, 2006, 41(9): 1190—1197
  - [6] Heiselberg P, Svindt K, Nielsen P V. Characteristics of airflow from open windows [J]. Building and Environment, 2001, 36 (7): 859—869
  - [7] Favarolo P A, Manz H. Temperature-driven single-sided ventilation through a large rectangular opening [J]. Building and Environment, 2005, 40 (5): 689—699
  - [8] 周军莉,张国强,许艳,等. 自然通风开口流量系数影响因素探讨[J]. 暖通空调, 2006, 36(12): 42—45
  - [9] Bot G P A. Greenhouse climate: from physical processes to a dynamic model [D]. Wageningen: Agricultural University, 1983:171—178
- (上接第96页)
- [3] 陶有东. 通信机楼通风空调设计[J]. 电信工程技术与标准化, 2005(11): 47—51
  - [4] 石海军,吴昊,刘寅. 机房空调系统全年节能性运行调节策略的研究[J]. 制冷空调与电力机械, 2005, 26(5): 49—51
  - [5] Allen-Bradly Company. DRIVES-WP010C-EN-P[OL]. [http://literature.rockwellautomation.com/id/groups/public/documents/webassets/browse\\_results\\_hcst?](http://literature.rockwellautomation.com/id/groups/public/documents/webassets/browse_results_hcst?solutionFlag=true&Solution=Power%20and%20Energy%20Management&xLanguage=EN%20-%20English&passedLangVal=EN%20-%20English)
  - [6] 孙文志. 中央空调的变频调速方案及节能机理[J]. 辽宁师专学报:自然科学版, 2004(4): 15—17
  - [7] 陈建东. 中央空调系统水泵变频节能技术的应用分析[J]. 制冷技术, 2006(4): 32—36
  - [8] 顾康敏,陈思源. 程控机房的空调节能[J]. 现代通信, 1996(2): 8—9