

基于温度控制的空调系统能耗和IPLV研究

随着智能电网的发展,终端负荷受到了广泛关注,尤其是空调系统负荷,其是夏季用电高峰负荷的大户。以普通的一次泵变流量的中央空调系统为研究对象,建立了冷水机组和循环水泵模型。当末端负荷采用温度控制时,探讨了不同室温设定值下,温度、负荷率及能耗的变化,结果表明,随着室温设定值升高(如22℃升至28℃),全天满负荷运行时间降低79.6%,功率也降低了约14.5%。另外,以24 h为时间计算节点,给出了综合部分负荷性能系数(IPLV)的计算公式,并提出了能够描述日能耗高低的日综合部分负荷性能系数。

康利改 杨俊红 赵 军 安青松 王 惠/天津大学机械学院中低温热能高效利用教育部重点实验室

0 引言

随着人们对舒适度要求的提高,空调系统的使用越来越多,而空调系统负荷在建筑终端能耗中占据较高的比例,尤其在南方一些地区。广东工业大学梁哲成等调查统计广州地区公共建筑中,空调系统耗电在终端能耗中占有较高的比例,其中办公类建筑为43.2%;商场类为35.2%;酒店类高达60.15%^[1]。而根据2008年广州政协主席建议案指出在夏季,空调系统耗电占到全市总用电量的40%。由此,空调系统的大量使用尤其是在夏季造成电力的大量消耗,空调系统等使用高峰导致用电高峰,使得电网峰谷差加大,稳定性减低。甚至一些地区出现频繁拉闸限电现象,因此亟需在保证居民舒适度的前提下采用一定的技术手段,削减高峰负荷,保证电网平

稳可靠运行。

通常,对于中央空调系统,按照国家标准,机组的选择均是按照最不利条件来选的,就系统本身来说,存在着很大的储备空间,而实际上系统很少在这些极限条件下工作。据统计,中央空调系统设备97%的时间在70%负荷以下运行^[2],所以实际负荷总不能达到满负荷(即通常所说的“大马拉小车”);特别是冷气需求量较少时,主机负荷率低,系统运行性能较差,导致不必要的能量浪费^[3-4]。要实现中央空调系统的最佳运行和节能,从局部去解决问题是不可能办到的,必须针对空调系统的各个环节(包括主机、冷冻水系统和冷却水系统等)统一考虑,使整个系统协调运行,才能实现最佳综合节能。湖南大学陈文凭^[3,5]通过建立空调系统水系统的模型,然后根据模型优化最佳运行参数,确保空调系统水系统始终处于优化的最佳工作点上,为解决中央空调系统在低负荷状态下运行效率下降的难题打下基础。湖南大学颜永民建立了冷热源系统各设备模型,并进行了系统参数优化^[6]。上海交通大学辛洁晴提出了利用高级计量体系实施商务楼中央空调系统远程周期性暂停控制的优化模型,直接以控制周期内制冷机允许运行时间所占比重为决策变量,结果表明,周期性暂停控制能在保持室温舒适的条件下获得显著的节电削峰效益^[7]。

目前世界各国都在加紧开展智能能源网建设,同时也不断探索中央空调系统的负荷控制手段,一般的远程负荷控



康利改/博士研究生

关键词/Keywords

空调系统·
负荷率·
温度控制·
功耗·
综合部分负荷性能系数·

863计划资助项目——主动配电网关键技术研究及示范(2014AA051901)。

制有三种:

1) 中断控制。即在系统需要时远程关闭用户空调系统设备。

2) 周期性暂停控制, 又称轮停。指对空调系统制冷机实施周期性开/断, 通常一个控制周期内制冷机允许运行时间所占比例称为占空比。

3) 温度控制, 即远程调节用户侧温控器温度设定值, 实现对空调系统负荷的控制。

其中, 后两种更注重在节电节能的同时满足人体热舒适度的要求, 是未来发展方向^[8]。

本文基于上述控制思想, 采用文献及软件中央空调系统建模方法, 采用温度控制, 探讨了不同室温设定值下, 温度、负荷率及能耗的变化; 同时, 由于所研究对象与标准中计算IPLV时条件大有不同, 从IPLV计算原理出发, 给出了相应的计算公式, 并提出了能够描述日能耗高低的日综合部分负荷性能系数。

1 中央空调系统原理及模型

中央空调系统的类型有很多种, 在国内使用的有风冷热泵型、水冷式、地源热泵和溴化锂空调系统等, 目前国内使用较多的是水冷式中央空调系统, 下面主要以水冷式中央空调系统为例进行说明。确定本文所研究的 HVAC 系统为普通的一次泵变流量的系统, 如图1所示。管路中水量改变时通过制冷主机的水量也将改变, 为防止运行中发生事故, 最小水量变化范围应大于制冷主机厂家规定的最小流量。为获得最低冷却水回水温度, 设定冷却塔风机定转速运行。

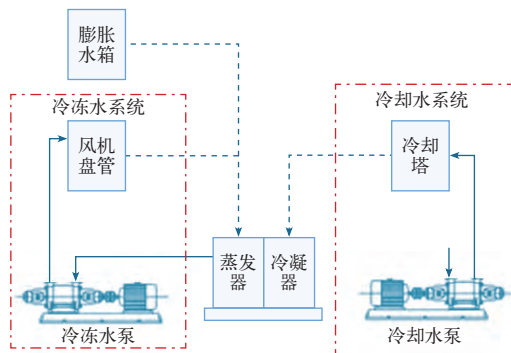


图1 空调系统水系统示意图

中央空调系统控制的目的, 主要是使整个系统的运行在保证满足人们舒适要求的前提下, 系统的运行能耗, 也就是耗电量达到最低, 一般情况下, 空调系统的末端系统如风机盘管系统, 且一般情况下冷却塔的风机能耗也是恒定不变的, 两者均远小于机组和水泵能耗, 后续分析取机组和水泵能耗的10%计算。忽略系统在运行过程中的一些机械设备的发热升温等其他因素, 确定系统的目标控制量三个, 分别是冷水机组、冷冻水泵和冷却水泵。因此以冷水机组和循环水泵的模型代替中央空调系统模型研究。

1.1 冷水机组模型

图2为冷水机组性能影响示意图, 具体到每个参数, 即为冷冻水温、冷却水温、冷却水量、冷冻水量和冷负荷。建立冷水机组的模型, 就是确定每个参数对冷水机组的制冷量与耗电量的影响的数学描述。

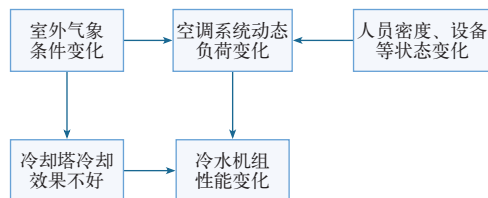


图2 冷水机组性能影响图

此使用的冷水机组数学模型为EnergyPlus提供的性能曲线模型, 冷水机组性能曲线由三条组成^[3,13], 如下所述。

(1) 制冷能力曲线

制冷能力曲线定义为制冷机的最大制冷量随冷却水与冷冻水出水温度 $T_{ch,o}$ 、 $T_{co,o}$ 变化的关系, 表达式为

$$CAP_{FT} = a_1 + b_1 T_{ch,o} + c_1 T_{ch,o}^2 + d_1 T_{co,o} + e_1 T_{co,o}^2 + f_1 T_{ch,o} T_{co,o} \quad (1)$$

式中, a_1 , b_1 , c_1 , d_1 , e_1 , f_1 为拟合系数, 下同。

因此一台在额定工况下制冷量 Q_{eq} 的制冷机在 $T_{ch,o}$ 与 $T_{co,o}$ 工况下制冷机的最大制冷量 Q_{max} 为

$$Q_{max} = Q_{eq} CAP_{FT} \quad (2)$$

(2) COP与运行状态关系曲线

制热能效比 (COP) 与运行状态关系曲线定义为在最大负荷下COP随 $T_{ch,o}$ 、 $T_{co,o}$ 变化的关系, 表达式为

$$COP_{Fr} = \frac{1}{a_2 + b_2 T_{ch,o} + c_2 T_{ch,o}^2 + d_2 T_{co,o} + e_2 T_{co,o}^2 + f_2 T_{ch,o} T_{co,o}} \quad (3)$$

(3) COP与部分负荷率 r 关系曲线

该曲线定义为COP值随着 r 变化的关系曲线

$$COP_{Fr} = \frac{1}{a_3 + b_3 T_{co,o} + c_3 T_{co,o}^2 + d_3 r + e_3 r^2 + f_3 T_{co,o} r + g_3 r^3} \quad (4)$$

$$r = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (5)$$

式中, Q 为实际运行制冷量, kW。

有了上述曲线, 就可以得出冷水机组功耗数

$$P = \left(\frac{Q_{max}}{COP_{eq}} \right) \times \left(\frac{1}{COP_{Fr} COP_{Fr}} \right) \quad (6)$$

1.2 循环水泵模型

在额定转速下, 以流量为横坐标, 分别以扬程 H 、轴功率 N 、转速 n 和效率为纵坐标表示的水泵的关系曲线, 称为水泵的性能曲线。水泵转速发生变化时, 水泵的性能参数和性能曲线也随之改变, 其变化规律遵循水泵的相似定律。一般情况下, 流体在管路中流动时需要消耗能量, 用以克服补偿压差、高差和阻力。流体在开式管路系统中的流动特性可以表示为

$$H = H_1 + SV^2 \quad (7)$$

式中, H_1 为开式系统基础压头, m; S 为阻抗, $m/(kg/s)^2$; V 为流量, kg/s 。

闭式管路系统中, 如冷冻水管路系统, $H_1=0$ 。

由水泵相似定律可计算得到不同转速与流量下的功率, 把各点功率 N 与随流量 V 的关系拟合, 便可得到水泵变流量模型。该模型是一接近二次曲线, 使用最小二乘法进行二次拟合, 拟合后得到的水泵模型

$$N = a_4 + b_4 V + c_4 V^2 \quad (8)$$

1.3 室内温度计算模型

由于中央空调系统控制系统采用的是温度控

制, 由此还需建立起末端室温的关系式, 其原理及模型见课题组先前研究文献^[14]。

2 模拟条件及结果分析

2.1 室外气象条件

研究以广州市某酒店建筑群为例, 空调系统供末端400间房间的冷量需求。假定末端房间大小及类型均相同。室外参数选取广州市典型年日平均温度最高的一天作为负荷计算的依据, 其室外干、湿球温度及太阳辐射如图3所示, 可见太阳辐射在650~850 min较高, 由于其辐射的迟滞性, 室外干球温度在800~1 000 min内获得较高数值, 同时影响到自然室温也在此时间段有较高的温度, 采用空调系统制冷时耗电较高。因此后续分别以全天耗电和800~1 000 min内耗电进行研究。

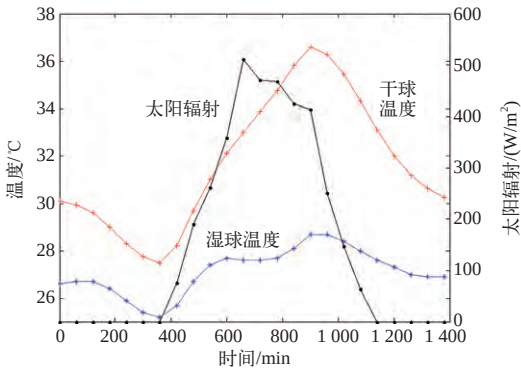


图3 广州市室外气象参数

2.2 机组选择及性能

选取两台Carrier 23XL 724kW 6.04COP机组进行分析, 其额定参数如表1所示。基于上述冷水机组性能曲线, 制冷量、耗功率及COP均随冷水出水温度、冷却水出水温度及负荷率的变化而变化, 但由于本文选取的是广州日平均温度最高的

表1 冷水机组额定参数表

额定参数	值
制冷量/W	724 400
COP	6.04
冷水出水温度/℃	5.56
冷却水出水温度/℃	31.44
冷却水量/(m³/s)	0.019 56
冷冻水量/(m³/s)	0.017 79
最小负荷率(%)	19

一天作为室外气象依据，由图3可以看出湿球温度一天内在25~29℃浮动，波动远小于干球温度波动，并且其值均大于文献（公建节能或ASHRAE标准）IPLV计算时75%负荷下的湿球温度值，由此假定机组在运行时不考虑室外湿球温度对冷却塔出水温度的影响，机组水温在设计工况下工作，即冷水出水温度为7℃，冷却水出水温度为37℃。

在实际使用中，全年甚至一天的大部分时间内，冷水机组都是处于部分负荷下运行的，因此更关心的是部分负荷下制冷主机的性能。由上述的制冷主机的性能曲线，得出在部分负荷制冷主机的性能与负荷率之间的关系。图4表示冷水出水温度为7℃，冷却水出水温度为37℃时，机组COP及功率随负荷率的变化，发现在进出水温度不变的情况下，该机组的最佳性能为满负荷状态，随着负荷减少，在较高部分负荷下，COP值变化较慢，部分负荷系数越小，COP降低越快。功率则是在较小负荷率下增长缓慢，随着负荷率的加大，冷需求增加，功率又呈快速增长趋势。

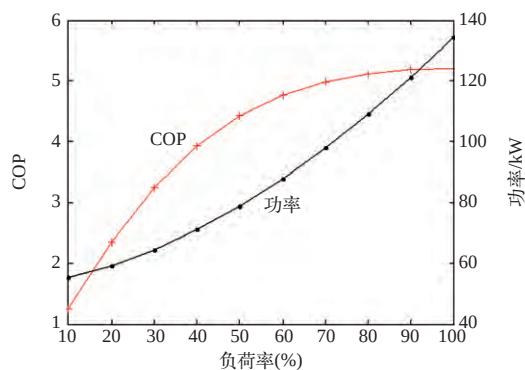


图4 冷水机组COP和功率随负荷率的变化

2.3 模拟结果分析

为了程序简化及后续计算IPLV、DPLV参数，设定机组负荷率在100%、75%、50%和25%四个工况下工作，两台机组的负荷率与建筑末端负荷率变化相同。图5为设定温度为22℃、24℃、26.2℃和28℃，空调系统准确度为4℃时室内温度的变化，相应的末端开启比例即负荷率的变化如图6所示。当负荷率大于75%时，设定机组满负荷运行；负荷率在50%~75%之间时，机组以75%负荷运行；在25%~50%之间时，机组以50%负荷运行；

当负荷率小于25%时，同时为避免机组喘振，设定机组最小以25%负荷运行，不同温度、负荷率下的功率变化及运行时间如图7和表2所示。

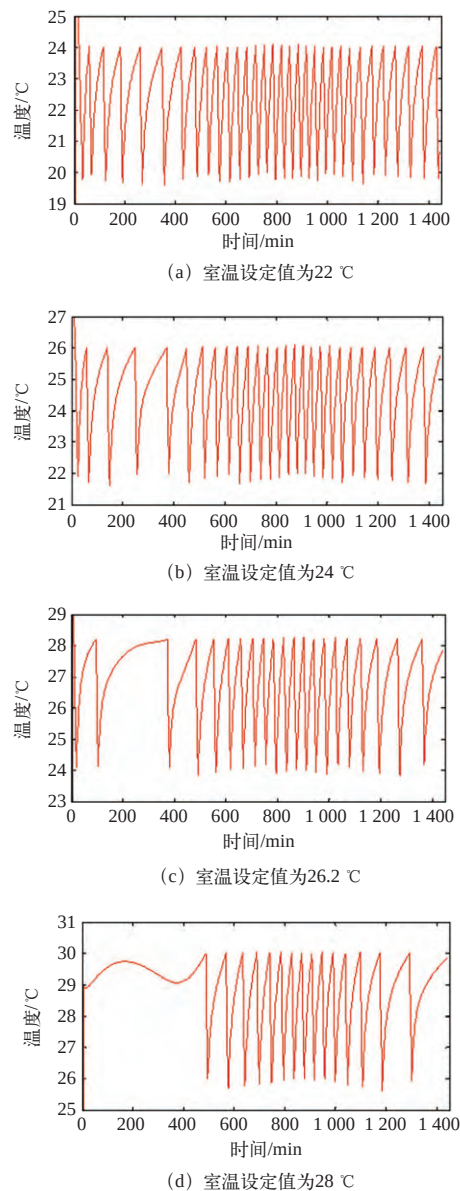


图5 不同设定温度下的室温变化

由图5可以看出，室温均能够维持在要求的温度范围内波动。当室温设定值由26.2℃降温至24℃，甚至更低22℃时，室温的波动频率加快，末端设备的开启频率加快，甚至在清晨室外温度较低和无太阳辐射时，也需要不断开启关闭末端设备以维持所设定的温度。反之，当温度设定值由26.2℃提高到28℃时，在清晨亦出现较长时段的停止供冷期，室温的波动频率亦减缓。

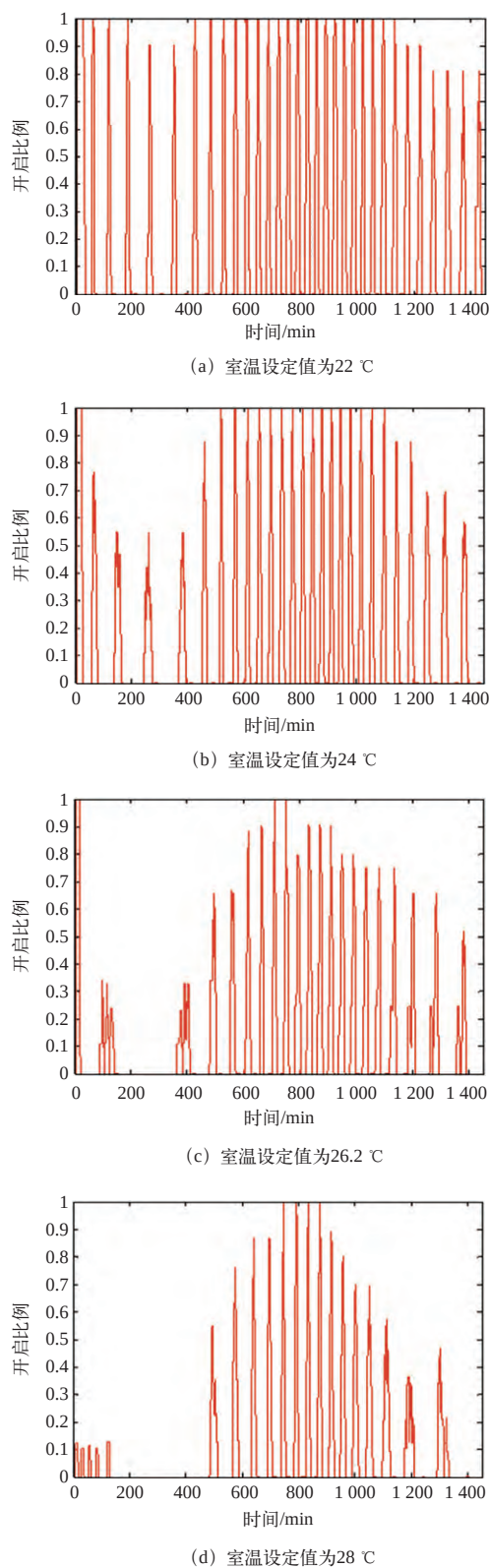


图6 不同设定室温下负荷率的变化

综合图6和图7可以看出：当室温设定值较低时，设备满负荷率运行时间较长，功耗由此加

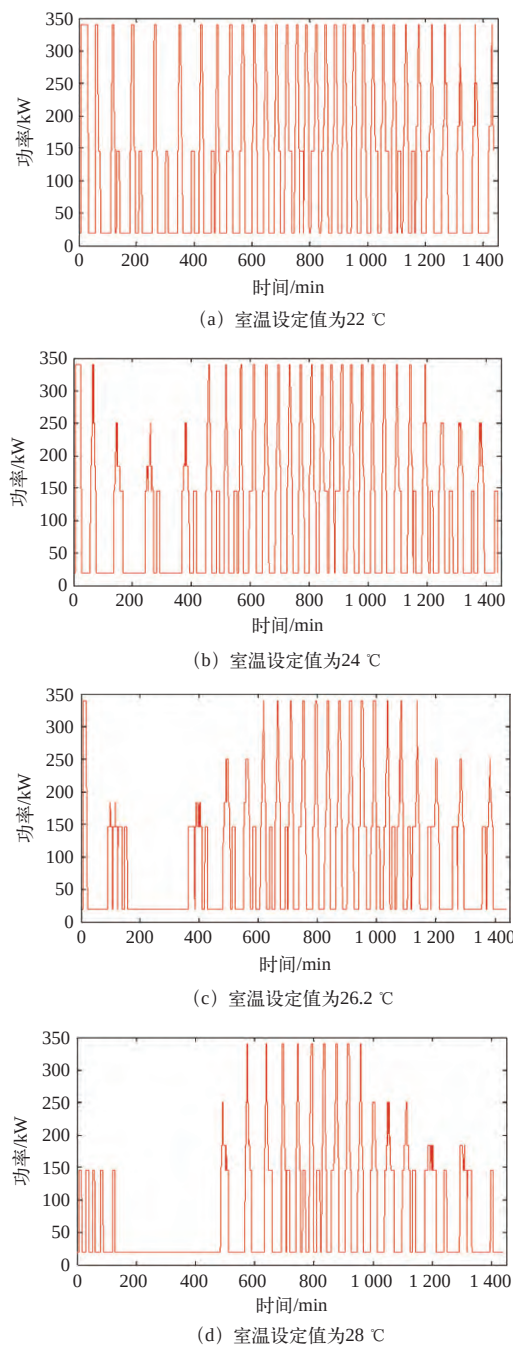


图7 不同设定室温下功率的变化

表2 不同温度设定值及负荷率下的运行时间

时间/min 温度/℃	负荷率(%)			
	100	75	50	25
22	201 (41)	122 (24)	129 (24)	988 (111)
24	120 (35)	122 (25)	154 (25)	1 044 (115)
26.2	76 (35)	84 (15)	103 (15)	1 177 (135)
28	41 (20)	61 (21)	95 (16)	1 243 (143)

注：括号内的数字为800~1 000 min内的运行时间

大,随着设定温度值的升高,室内外温差减小,负荷降低,满负荷率运行时间逐渐减少,曲线变得稀疏。由表2可以看出其值由22℃的201 min减少到28℃的41 min,低负荷运行时间加大,25%负荷下由988 min增长到了1 243 min,约增加25.8%,功耗亦降低,由22℃的4 448.5 kW·h减少到28℃的3 803 kW·h,降低约14.5%。假定高峰用电时刻为800~1 000 min,则此时间段满负荷率运行时间亦降低,由41 min降为20 min。而此时间段内,温度为22℃时满负荷率运行时间比约为20.5%,大于全天满负荷率运行的13.96%;当升至28℃时,满负荷率运行时间比约为5%,远大于全天满负荷率运行的2.85%;同时,功耗在此时间段内也占有较高的比重。

同时,需要注意的是,虽然室内设定温度升高,功率降低,但并不意味着可以通过无限制提高室内设定温度来追求低能耗,还需要兼顾舒适性的影响。

3 综合部分负荷性能系数计算

综合部分负荷性能系数(Integrated Part Load Value, IPLV)是目前世界上用于评价冷水机组等设备季节运行性能的重要指标,1986年起源于美国,1988年被美国空调系统制冷协会(ARI)采用,其含义是“用单一数值表示空调系统热泵装置在制冷(或制热)季节运行的综合部分负荷性能的指标参数”。目前,我国已将IPLV作为冷水机组、水冷式单元式空气调节机等制冷设备的季节性能评价指标,并纳入其产品标准中^[12,15-16]。

根据ARI 550—98标准,IPLV的计算公式为

$$\text{IPLV} = aA + bB + cC + dD \quad (9)$$

式中,A、B、C和D分别为机组在100%、75%、50%和25%容量且部分负荷条件下的能效比;a、b、c和d为相应的加权系数。

标准综合美国19个城市的条件给出四个系数值分别为 $a=0.01$, $b=42$, $c=0.45$, $d=0.12$ 。结合我国实际情况,GB 50189—2005 公共建筑设计标准第5.4.6条规定了冷水(热泵)机组综合部分负荷性能系数,5.4.7条给出了其计算公式,形

式同ARI 550—98标准,但加权系数取值稍有不同,分别为 $a=2.3\%$, $b=41.5\%$, $c=46.1\%$, $d=10.1\%$ 。

现在,很多标准已经接受和认可IPLV,但是其计算仍具有其局限性,业内对其合理性一直存在争议。限于IPLV对气象条件、地理位置和建筑功能等的局限性,本文参考IPLV计算的物理意义给出文中所选广州地区办公建筑的IPLV,由于本文计算的是一天24 h空调系统的能耗,为了准确评价机组的日平均能耗,下面亦给出了用于评价能耗高低的日平均综合性能系数,定义为DPLV。在相同制冷量情况下,DPLV越大,标志其在该天制取相同冷量(或热量)时耗电量越少。

根据DPLV的物理意义可知

$$\text{DPLV} = \frac{\sum_{i=1}^{1440} Q_{ci}}{\sum_{i=1}^{1440} E_{ci}} \quad (10)$$

式中, i 为运行时间节点; Q_{ci} 为冷水机组在第 i 时的供冷量; E_{ci} 为冷水机组在时间 i 的能耗。

$$Q_{ci} = \text{BL}_{ci} n_{ci} = \text{DBL}_{ci} \text{BLR}_{ci} n_{ci} \quad (11)$$

$$E_{ci} = P_{ci} n_{ci} = \frac{\text{DBL}_{ci} \text{BLR}_{ci} n_{ci}}{\text{COP}_{ci}} \quad (12)$$

式中, BL_{ci} 为实际冷负荷; BLR_{ci} 为负荷率,即冷负荷与设计负荷的比值; DBL_{ci} 为设计冷负荷; n_{ci} 为第 i 温频段机组的运行时间; P_{ci} 为第 i 温频段机组运行时的输入功率; COP_{ci} 为第 i 温频段机组运行时的性能系数。

因此

$$\begin{aligned} \text{DPLV} &= \frac{\sum_{i=1}^{1440} \text{DBL}_{ci} \text{BLR}_{ci} n_{ci}}{\sum_{i=1}^{1440} \frac{\text{DBL}_{ci} \text{BLR}_{ci} n_{ci}}{\text{COP}_{ci}}} \\ &= \frac{1}{\sum_{i=1}^{1440} \frac{\text{BLR}_{ci} n_{ci}}{\sum_{i=1}^{1440} (\text{BLR}_{ci} n_{ci}) \text{COP}_{ci}}} \end{aligned} \quad (13)$$

取负荷率100%,75%,50%和25%为典型工况点,将这4种负荷率下的 COP_{ci} 定义为A、B、C、

D ，并代表相应温频段的 COP_{ci} 。在DPLV指标中采用了与IPLV相同的评价要素简化模型，故IPLV中的权重系数 a 、 b 、 c 、 d 的构造方法也适用于DPLV。根据ARI 标准及GB 50189—2005《公共建筑节能设计标准》以及文献[12,15-16]，可以得到权重系数 a 、 b 、 c 、 d 的计算方法。

$$\begin{aligned} a &= \frac{\sum_{i=1}^{k_{100}} BLR_{ci} n_{ci}}{\sum_{i=1}^{1440} BLR_{ci} n_{ci}} \\ b &= \frac{\sum_{i=k_{100}+1}^{k_{75}} BLR_{ci} n_{ci}}{\sum_{i=1}^{1440} BLR_{ci} n_{ci}} \\ c &= \frac{\sum_{i=k_{75}+1}^{k_{50}} BLR_{ci} n_{ci}}{\sum_{i=1}^{1440} BLR_{ci} n_{ci}} \\ d &= \frac{\sum_{i=k_{50}+1}^{k_{25}} BLR_{ci} n_{ci}}{\sum_{i=1}^{1440} BLR_{ci} n_{ci}} \end{aligned} \quad (14)$$

式中， $i = 1 \sim k_{100}$ ， $i = k_{100} + 1 \sim k_{75}$ ， $i = k_{75} + 1 \sim k_{50}$ ， $i = k_{50} + 1 \sim k_{25}$ 分别表示四种负荷率所对应的温频段，故 $a + b + c + d = 1$ 。

DPLV则可以表示为

$$DPLV = \frac{1}{\frac{a}{A} + \frac{b}{B} + \frac{c}{C} + \frac{d}{D}} \quad (15)$$

式中， A 、 B 、 C 、 D 与式（9）IPLV表达式中的意义和测试工况均相同； a 、 b 、 c 、 d 也采用相同方法构建，二者的数值也相同，只是二者的公式表达形式不同而已。

值得注意的是，式（9）的目的是为了获得一个加权 COP_c ，故其求得的IPLV的单位是kW；而式（15）的含义是机组的总制冷量与总耗电量之比，故其求得的DPLV的单位是kW·h，这也体现了二者的本质区别。

按照上述方法，构建IPLV、DPLV的加权系数 a 、 b 、 c 、 d 及计算结果如表3所示。

表3 不同温度及负荷率下综合部分负荷性能系数

温度/℃ \ 负荷率	a	b	c	d	IPLV	DPLV
22	0.33	0.15	0.11	0.41	4.13	3.81
24	0.22	0.17	0.14	0.47	3.94	3.65
26	0.16	0.13	0.11	0.61	3.66	3.40
28	0.09	0.10	0.11	0.70	3.45	3.24

如果采用ARI 550/590—98给出了IPLV的计算公式

$$IPLV = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D = 4.51 \quad (16)$$

$$DPLV = \frac{1}{\frac{0.01}{A} + \frac{0.42}{B} + \frac{0.45}{C} + \frac{0.12}{D}} = 4.37 \quad (17)$$

由表3可以看出，对于同一台机组，其 $DPLV < IPLV$ ，并且由于ARI 550/590—98标准计算不同负荷率运行时考虑的冷却水温度的变化，导致IPLV值稍大。另外，随着室内设定温度的升高，两者均降低，究其原因在其他条件不变的情况下，室内设定温度升高，满负荷率运行时间降低，相应的加权系数减小，低负荷率运行时间增加，对应的加权系数增大；同时随着负荷率的降低，机组COP值也不断降低，其共同作用导致两者的不断降低。IPLV值从22℃的4.13降至28℃的3.45，降幅约16.5%，DPLV值降低约15%。

4 结束语

鉴于中央空调系统大部分时间在部分负荷下工作，文中采用温度控制，建立了空调系统机组的性能曲线模型及水泵的功率—流量模型，探讨了负荷率对机组性能及系统功耗的影响，有以下结论。

随着负荷率的降低，COP先是缓慢降低，而后急剧降低，由满负荷运行时的5.2降至20%负荷下的1.26，降幅约75.8%。

随着室内设定温度的变化，室温均能够维持在要求的温度范围内波动，但波动频率随着温度设定值的升高不断降低，甚至在清晨亦出现较长时段的停止供冷期；满负荷运行时间亦降低，其数值由22℃的201 min减少到28℃的41 min，低负

荷运行时间加大, 25%负荷下由988 min增长到了1 243 min, 约增加25.8%, 功耗亦降低, 由22 ℃的4 448.5 kW减少到28 ℃的3 803 kW, 降低约14.5%。

假定高峰用电时刻为800~1 000 min, 温度为22 ℃时满负荷率运行时间比约为20.5%, 大于全天满负荷率运行的13.96%; 当升至28 ℃时, 满负荷率运行时间比约为5%, 远大于全天满负荷率运行的2.85%;

给出了IPLV、DPLV用于本案例的计算公式, 随着室内设定温度的升高, 两者均降低, 并且均小于ARI 550/590—98标准计算的结果。

参考文献

- [1] 梁哲诚. 基于广东公共建筑的分布式能源系统的优化设计及经济性分析 [D]. 广州: 广东工业大学, 2013.
- [2] Chang Y-C. Optimal chiller loading by evolution strategy for saving energy [J]. Energy and Buildings, 2007, 39 (4): 437-444.
- [3] 陈文凭. 中央空调水系统优化设计与运行研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2008.
- [4] 赵波峰. 基于负荷预测的中央空调系统自适应优化节能控制 [D]. 武汉: 武汉科技大学, 2012.
- [5] 陈文凭, 杨昌智, 余院生. 基于冷水机组性能曲线的中央空调水系统优化控制 [J]. 流体机械, 2008, 36 (8).
- [6] 颜永民. 建筑冷热源系统自适应优化控制模型的研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2007.
- [7] 辛洁晴, 吴亮. 商务楼中央空调周期性暂停分档控制策略 [J]. 电力系统自动化, 2013, 37 (5): 49-54.

- [8] Ng K-H, Sheble G B. Direct load control-a profit-based load management using linear programming [J]. IEEE Transactions on Power Systems, 1998, 13 (2): 688-694.
- [9] Institute A A-C A R. ARI 550—1992 Centrifugal and rotary screw water chilling packages [M]. USA: Arlington, VA, 1992.
- [10] Institute A A-C A R. ARI 550—1992 Centrifugal and rotary screw water chilling packages [M]. USA: Arlington, VA, 1998.
- [11] 中华人民共和国建设部. 公共建筑节能设计标准 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2005.
- [12] 吴成斌, 石文星, 李先庭. 一种冷水机组季节性评价新指标与多台机组联合运行性能评价 [J]. 暖通空调, 2012, 42 (8): 9-16.
- [13] Energy T U D O. Energy Plus V2.0 Manual [M]. 2007.
- [14] Ligai Kang L L, Qingsong An, Junhong Yang, et al. The equivalent thermal parameter model and simulation of air conditioner system in demand response programs [M]. Taipei: The 6th International Conference on Applied Energy (ICAE2014), 2014.
- [15] 王嘉, 谢峤, 石文星, 等. 低温空气源热泵 (冷水) 机组的IPLV (H) 评价方法研究 [J]. 制冷学报, 2009, 29 (6): 9-14.
- [16] 马一太, 田华, 李敏霞. 空调温度不低于26 ℃的规定下对机组IPLV的探讨 [J]. 制冷学报, 2010, 31 (3): 5-10.

(收稿日期: 2015—07—30) EA

.....

欢迎订阅 欢迎投稿 欢迎刊登广告