

公共机构供暖空调系统节能改造

中国中元国际工程公司 吕访桐 周喆 别舒

北京中建润通机电工程有限公司 李鹏

中国人民解放军沈阳军区大连疗养院 刁磊

摘要 针对公共机构供暖空调系统的特点,提出节能诊断能耗统计方法,对主要耗能设备及系统的节能评价指标及评价标准给出参考,并给出了具有代表性的5家公共机构供暖空调系统用能数据。最后,对公共机构供暖空调系统节能改造重点内容提出改造建议。

关键词 公共机构 供暖空调 节能改造

0 引言

公共机构以能耗高,节能潜力大为特点,其节能改造是我国节能工作的重要组成部分;2008年国务院颁布实施的《公共机构节能条例》,将公共机构节能提上日程;“十一五”将公共机构节能纳入“十大重点节能工程”实施意见中;各地政府纷纷出台节能规划,推动“十二五”时期公共机构节能工作……然而,公共机构节能任重道远,以北京市为例,全市共有公共机构8159家,“十一五”期间累计完成40家市级政府机构综合节能改造^[1],比例仅为0.5%。

根据北京市统计结果,热力和电力消耗之和超过机构能源总消耗的50%,其中热力消耗主要用于供暖,消耗电力的一半左右用于暖通空调系统。可见,对建筑供暖空调系统的节能改造对公共机构节能的意义重大。

1 能耗现状

供暖空调系统的能耗与其系统形式关系密切,本文选取北京地区具有代表性的5家机构,对其用能进行探查,探讨供暖空调系统能耗现状,见表1。

表1 公共机构用能现状调查表

编号	供暖空调方式		建筑 面积	年空调 用电量	年供 暖用 热	年单位建 筑面积空 调用电折 标准煤	年单位建筑 面积供暖空 调用能能耗
	冬季	夏季	m ²	万 kwh	GJ	(kg/ m ² ·a)	(kg/ m ² ·a)
公共 机构 1	热源:市政热力 末端:风机盘管	冷源:电动水冷机组 端:风机盘管	48500	156.9	8338	11.7	17.6
公共 机构 2	热源:市政热力 末端:散热器	分体空调	8300	20.3	2490	8.8	19.1

公共机构 3	多联机组	多联机组	4700	23.6	0	18.19	18.19
公共机构 4	热源: 水源热泵 机组末端: 风机 盘管	热源: 水源热泵机 组末端: 风机盘管	58000	236.5	0	14.8	14.8
公共机构 5	空气源热泵冷 热全空气机组	空气源热泵冷热全 空气机组	43000	218.7	0	18.40	18.40

到 2015 年，北京市公共机构单位建筑面积能耗的目标值为 23.6 kg/m²，其中空调供暖空调能耗约为 11.8 -14.2kg/m²。上述 5 家公共机构中，采用分体空调的单位面积年供暖空调能耗最高，达到 19.1 kg/ (m²·a)，超出目标高限值 35%；其次为空气源热泵冷热系统超出目标高限值 30%；只有公共机构 4 采用的水源热泵系统，其单位面积年供暖空调能耗与目标值接近。

调查中发现，不同公共机构能耗情况复杂多样，能耗较大，节能潜力巨大。

2 节能诊断

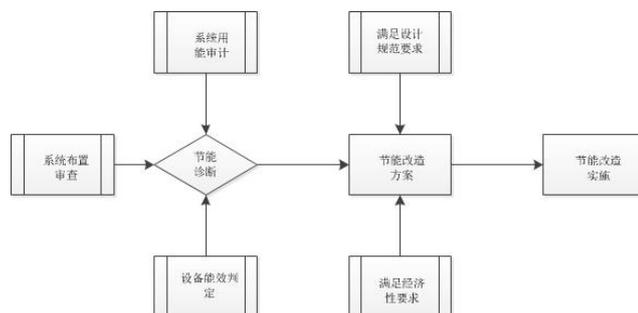


图 1 节能改造流程图

公共机构节能改造一般可包括诊断阶段，方案阶段及实施阶段。节能诊断是基于现有能耗调研结果，对用能系统做出的分析及判定。诊断过程是对系统全面了解的过程，要求建立供暖空调系统基本信息库，包括冷热源方式、系统布置方式、设备配置及用能信息表等，信息表应包括设备的主要参数、使用时间及运行情况等内容，以制冷机组为例：

表 2 设备用能信息表

制冷设备用能信息表						单位名称			填表日期							
建筑编号	序号	设备名称	型号	台数	制冷量 (KW)	额定功率 (KW)	蒸发器/冷凝器运行	运行时间 (h)			耗电量 (kw)			安装地点	使用年限	备注
								*	*	...	*	*	...			
								月	月	...	月	月	...			

								阻 力 (Pa)									
1	1																
	...																
...																	

供暖空调系统年能耗的统计是节能诊断中尤为重要的部分，统计结果为

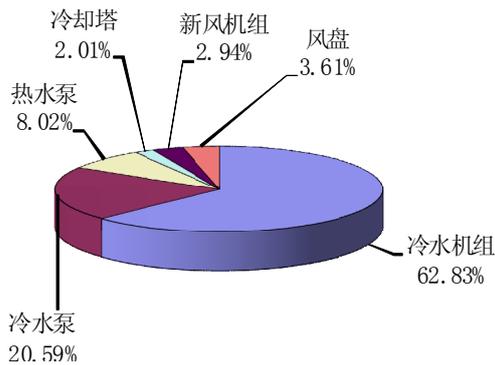


图 2 年空调系统耗电量分项饼图

系统节能性判定提供条件，是项目改造的最重要依据。一般采用分类统计的方法，按照冷热源、输配系统及末端进行，对分项能耗消耗大户进行能耗诊断与分析，例如以某政府办公建筑的供热空调方式为：冷源由螺杆水冷式冷水机组提供，热源由市政热力供给，系统末端主要采用风机盘管+新风系统，局部采用全空气系统。对项目年空调系统各项电量进行统计，见图

2。可以看出，冷水机组耗电量最大，占空调系统总用电量的 62.83%。水泵能耗设备占空调系统电量的 28.6%，从而，空调节能诊断与改造重点集中在冷源设备及输配系统中。常用能耗统计方法列表如下：

表 3 供暖空调系统能耗统计方法

序号	类别	能耗统计方法	备注
1	冷源	统计冷机运行能耗（电、水、燃气、蒸汽、热水）记录	
2	热源	1. 集中供热：热计量表或采用流温法计算 2. 自建热源：统计燃料账单记录	
3	水泵	根据运行记录的不同台数组合，测定对应的水泵并联运行电耗，与年水泵运行时间的乘积为年电耗。若为变频泵，则应根据实际运行情况，在定频运行的基础上考虑一定的负荷系数。	运行时间由运行记录累计得到
4	空调末端	现场测定运行功率，与年累积运行时间的乘积为年电耗。	运行时间由运行记录累计得到
5	分体空调	年电耗为标牌功率与年运行时间的乘积，同时考虑一定的负荷系数。	

3 节能评价

表 3 供暖空调系统节能评价表

序号	评价项目	评价方法	评价标准	备注
1	冷机	合冷机典型工况下的测试和运行记录，计算出冷机整个供冷机的运行效率。冷机测试时间间隔一般为 1 小时。 $COP = \frac{Q_c}{W} = \frac{\text{冷机制冷量}}{\text{冷机输入电功率}}$	冷机性能系数应参照《冷水机组能效限定值及节能评价》(GB10577-2004)	
2	冷站	$ECP = \frac{Q}{\sum N} = \frac{c_p \cdot \rho \cdot G_c \cdot (t_{c,in} - t_{c,out})}{3600 \times \sum N}$ G_c —冷冻水流量, m^3/h C_p —水的定压比热容, $4.187 kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ ρ —水的密度, $1000 kg/m^3$ $t_{c,in}$ $t_{c,out}$ —冷冻水进出口温度, $^\circ C$ $\sum N$ —空调系统冷站设备的瞬时总功率, kW	能效比参考值为 2.2-4.0.	注: $\sum N$ 包括冷水机组、冷水循环水泵、冷却水泵、冷却塔风机等冷站主要空调系统设备, 不包括风机盘管急速、空调箱等末端设备。
3	水泵	$\eta_p = \frac{W_p}{N_p} = \frac{(P_o - P_i + \rho \cdot g \cdot \Delta z) G}{2.6 \times 10^6 \times N_p} \times 100\%$ W_p —水泵有效功率, kW N_p —水泵电机输入功率, kW Δz —水泵进出口压力表高度差, m P_o —水泵出口压力, P_a P_i —水泵进口压力, P_a ρ —水的密度, $1000 kg/m^3$ G —冷水流量, m^3/h	推荐值为 60% 与水泵额定效率的 0.85 倍之间的低值。	

4	风机	$\eta_F = \frac{W_F}{N_F} = \frac{\Delta P \cdot L}{3.6 \times 10^6 \times N_F} \times 100\%$ <p>W_F—风机有效功率, kW</p> <p>N_F—风机电机输入功率, kW</p> <p>ΔP—风机前后全压差, Pa</p> <p>L—风机体积流量, m³/h</p>	推荐值为 50%与风机额定效率的 0.85 倍之间的低值	
5	水系统输送系数	$ATF = \frac{Q}{N_p}$ $Q = \frac{\rho \cdot G \cdot \Delta h}{3600}$ <p>Q—水系统干管输配的总冷(热)量, kW</p> <p>N_p—水泵系统干管循环水泵的耗电量, kW</p> <p>Δh—供回水焓差, kJ/kg</p> <p>G—循环水的瞬时流量, m³/h</p>	供冷时, 对变频水泵, 该指标参考值为 30-55, 定速泵, 参考值为 25-40。	
6	全空气系统输送系数	$ATF = \frac{Q}{N_F}$ $Q = \frac{\rho \cdot L \cdot \Delta h}{3600}$ <p>Q—输配的总冷(热)量, kW</p> <p>N_F—风机的耗电量(含送、排风机), kW</p> <p>Δh—送回风焓差, kJ/kg</p> <p>L—送风量, m³/h</p> <p>ρ—空气的密度, 取 1.2kg/m³</p>	供冷时, 对变频风机, 该指标理想值为 15, 定速风机, 理想值为 8	
7	供热系统	耗电输热比 EHR		a 的取值:

	热水循环泵的耗电输热比	$EHR = \frac{N}{Q \cdot \eta}$ <p>N—水泵在设计工况点的轴功率, Kw Q—建筑供热负荷, kW η—电机和传动部分的效率</p>	$EHR \leq \frac{A \cdot (20.4 + \Delta t)}{\Delta t}$ <p>Δ t—设计供回水温度差, °C A—与热负荷有关的计算系数 ΣL—室外主干线(包括供回水管)总长度, m a—与ΣL有关的计算系数</p>	<p>当ΣL=400m时, a=0.0115; 当 400< ΣL <1000m 时, a=0.003833+3.067/ΣL; 当ΣL=1000m时, a=0.0069</p>
8	建筑内空调冷水系统循环水泵的输送能效比	<p>输送能效比 ER</p> $ER = 0.002342 H / (\Delta T \cdot \eta)$ <p>H—循环水泵在设计工作点的扬程 ΔT—供回水温差, °C η—循环水泵在设计工作点的效率</p>	<p>空调冷水系统: ER≤0.0241 两管制的热水系统: ER≤0.00618 四管制的热水系统: ER≤0.00673</p>	<p>本公式的数据适用于独立建筑物内的空调冷热水系统, 最远环路总长度一般在200-500m 范围, 区域供冷(热)或超大型建筑物设集中冷(热)站, 管道总长过长的水系统可参考执行; 两管制热水管道系统中的输送能效比值, 不适用于采用直燃式冷(温)水机组、空气源热泵、地源热泵等作为热源, 供回水温差小于 10°C 的系统。</p>

4 节能改造重点

通过前期建筑节能诊断, 对被改造建筑供暖空调空调能耗进行统计分析, 对高能耗部分提出改造方案。本文将针对节能改造工程中的重点内容提出改造建议。

4.1 冷、热源

冷源: 冷水机组长期使用后, 冷凝器换热管的换热管表面会形成污垢, 产生污垢热阻, 使冷凝器的传热效率降低。设备管理能力较高的物业部门, 会定期对换热管进行清理, 然而, 调查发现, 大部分冷机的冷凝侧换热温差(冷却水出口

温度与冷凝温度之差)较大,达5℃以上,机组电耗增加15%以上。当冷机的冷凝器水侧发生结垢后,冷凝器外壁温度明显比正常运行的冷机温度高,用手触摸可以感觉到。同时,通过冷机冷凝压力表可以发现,结垢的冷凝压力明显高于正常冷机。

改造方案:1.提出运行管理策略,要求定期进行机械桶刷排污,并加药除垢。2.建议增设冷凝器自动清洗装置,清洗冷凝器内壁污垢,提高冷凝器换热系数,提高制冷效率,节能率约为5%~10%。对于冷却水系统在额定工况下运行时,控制冷凝侧换热温差保持小于1.5℃。

热源:锅炉房改造主要集中在两个方面:(1)对于未进行自动监测与控制的小型锅炉房和热力站,增设气候补偿器,实现根据室外温度的变化,调节供水温度和流量,根据供热时段,在时间控制器上设定不同供水温度,达到用热与供热的平衡,避免热量浪费。(2)燃气(油)锅炉设置烟气余热回收装置,提高锅炉效率2.5%,并大量减少烟气中硫化物及烟尘的排放。有条件时,也可选用冷凝式燃气锅炉。

4.2 输配系统

室外热力网:考核供热系统热水循环泵的耗电输热比EHR,评价水泵用能水平。核算热力网的输送效率,评价热管道向外散热、管道附件及设备漏水而导致的补水耗热损失,改造后室外热力网的输送效率不应低于92%。

改造方案:根据管网特性,对水泵进行改造,一般包括三种方法:更换水泵、叶轮更换或切削、电机变频。其中电机增加变频装置是最为常用的手段,低压变频空调水泵节电率约为30%,同时具备以下优点:实现无极调节、变频器软启、停可以避免电流冲击对电网的不良影响,减少机械损失、低速过载能力好。

4.3 空调、供暖末端

空调、供暖末端主要存在问题包括:分室温度自动控制,内区降温方式,空气过滤器选配等。

根据现有节能规范,无论是散热器供暖、低温热水地面辐射供暖、电供暖或者风机盘管供暖方式,要求进行分室(分区)温度自动控制。因此在节能改造中,对末端温控器进行补设或检修,增设温控器后,水系统由定流量变为变流量系统,应进行配套改造。

建筑内区、数据机房、信息机房等需要全年供冷的区域,当室外空气焓值低于室内焓值时,可优先利用新风补偿室内冷负荷。在进行数据机房、信息机房新风系统改造时,新风出口设置湿度测量元件,当湿度高于或低于设定要求时,“风冷”系统在最小新风量下运行,以避免机房湿度失控。且改造系统风机设备及控制元件采用性能可靠进口的设备。值得注意的是,机房内的含尘量、温度、湿度、及其变化率的要求各不相同,建议改造前,进行充分的方案论证,确保系

统安全。

对于全空气空调系统，当空气过滤器长时间得不到清洗，会导致风机运行风压过高，同时风量降低，系统能耗升高，运行效果差。建议在过滤器前后设置可靠的监测元件，当粗效过滤阻力达到 100Pa，中效过滤器阻力达到 160Pa 时，应能够进行自动超压报警或显示，提醒工作人员进行过滤器清洗。

4.4 分体空调

从建筑建成年代来看，建于 2000 之前，北京市未经过改造的政府类办公建筑多采用的供热空调方式为：夏季采用分散式分体空调制冷，冬季采用散热器供暖空调，无新风系统设计。

该类项目的空调大都分批购置，品牌多样，分体空调能效比较低。根据《房间空气调节器能效限定值及能效等级》（GB12021.3-2010）对能效判定方法，分体空调能效比达到二级能效（3.0）为节能产品，据统计，一般项目仅有 5% 左右的机组能够称为节能产品。改造中应对项目分体空调能效进行统计，对不满足节能标准要求的设备应进行更换。

同时，分体空调布置分散，不利于管理，为提高冬季房间温度开启空调机组制热，导致某些建筑冬季用电量高峰要超过夏季，其冬季空调制热耗电量占年空调用电量的 60%。以某政府办公项目为例，空调系统用电占项目总用电比例为 32%，年单位建筑面积供暖空调用能能耗为 18.4 kg/(m².a)。

分体空调改造应进行综合经济技术比较，确定改造方案。目前多采用空调多联机加新风全热交换器系统替代现有的分体空调加无组织新风系统，从而提高空调机组能效比 COP，便于空调集中控制与管理。全热交换器能够回收排风冷热量，降低新风能耗，降低电耗。改造后，项目年节能率可达 5%-8%。

参考文献：

- [1]：北京市“十二五”时期公共机构节能规划