

居住建筑集中与分散空调 能耗对比研究*

清华大学 周欣[☆] 燕达[△] 邓光蔚 张晓亮 张野 简毅文 江亿

摘要 以 3 个应用集中式空调系统的实际居住建筑工程为例,对集中式空调系统在居住建筑中的适用性进行分析和讨论,探讨实际居住建筑中造成集中式空调和分散式空调应用效果差异的关键因素,并说明各自的适用条件。研究表明在我国居住建筑中,用户侧的负荷具有需求不同步、负荷率低的特征,当应用集中式空调系统时,在用户末端或水系统的可调性受限的情况下,系统容易产生高能耗或低能效的问题。

关键词 居住建筑 集中式空调系统 分散式空调 能耗对比 适用性分析

Comparison and research about centralized and distributed air conditioning systems in residential buildings

By Zhou Xin[★], Yan Da, Deng Guangwei, Zhang Xiaoliang, Zhang Ye, Jian Yiwen and Jiang Yi

Abstract Taking three real residential building projects with centralized air conditioning systems as examples, analyses and discusses the practicability of centralized air conditioning systems in residential buildings. Investigates key factors that lead to the differences between centralized and distributed air conditioning systems in residential buildings, and gives practicable conditions of the two kinds of systems respectively. The research result proves that, in residential buildings in China, because of the load features of non-synchronized demand and low load rate in user side, the problems of high energy consumption or low energy efficiency would happen when applying the centralized air conditioning system with limited regulating ability in user end or water system.

Keywords residential building, centralized air conditioning system, distributed air conditioning, energy consumption comparison, practicability analysis

★ Tsinghua University, Beijing, China

①

0 引言

长期以来,分体空调机作为分散式空调的典型代表在我国被广泛采用。而近些年,集中式空调也开始出现在居住建筑中,并受到一定的推崇和政策上的倾斜。一些观点认为,集中式空调能耗低、舒适性高,集中式调控体现了先进高效的用能方式,我国未来的住宅室内环境控制应该向集中方式发展^[1]。集中式空调系统的主要优势是能同时为多区域提供冷/热量,这样的供冷/热模式将冷/热量集中处理,有利于采用容量大、能效高的制冷/热设备,同时相对于分散的供冷/热方式,有利于降低主

机的装机功率^[2]。另外,对地下水、海水等可再生能源而言,受冷热源特征的影响,集中式空调系统更利于利用可再生能源^[3]。从能源利用和城市景观的角度看,提倡水源热泵和整体机等集中式空调系统是很有有效的举措^[4]。

与此同时,一些观点认为分散式空调在实际应用中有一定的优势。例如,用户可自由地根据自身的需求调控空调末端,在这样的调控方式下,空调需要供给的冷/热量将有效降低^[5],同时分散式空

①[☆] 周欣,女,1988年4月生,在读博士研究生

[△] 燕达(通信作者)

100086 清华大学建筑节能研究中心 201 室
(010) 62789761

E-mail: yanda@tsinghua.edu.cn

收稿日期:2013-11-04

修回日期:2013-12-23

* 北京市自然科学基金资助项目“社区建筑群冷热负荷模拟分析方法研究”(编号:8142022)、“十二五”国家科技支撑计划课题“建筑节能基础数据的采集与分析 and 数据库建立”(编号:2012BAJ12B01)

调没有输配系统,不存在风机、水泵这部分设备的电耗。因此,从空调形式的特点上分析,集中式空调与分散式空调各有优势。另外,从以上的对比分析不难看出,集中式空调与分散式空调代表了居住建筑中2种截然不同的空调实施理念。

不少学者对国内不同地区的居住建筑空调能耗状况进行了调研^[6-14],结果如图1所示。可以看出,集中式空调的能耗情况普遍高于分散式空调,两者的能耗相差最大近10倍。

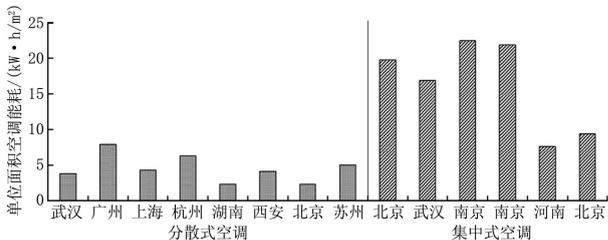


图1 居住建筑中分散式空调和集中式空调的能耗对比

为了分析集中式空调与分散式空调能耗差异的原因,本文以3个应用不同形式集中式空调系统的实际居住建筑工程为例,对集中式空调系统在居住建筑中的适用性展开分析和讨论,探讨在实际居住建筑中造成集中式空调和分散式空调能耗差异的关键因素,并说明其适用条件。3个实际工程案例的基本情况如图2所示。3个案例均采用集中式空调系统,但系统的集中程度略有差异。

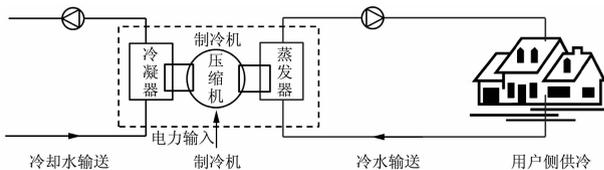


图2 研究案例

把空调系统视为3个热量输送环节:空调末端与室内的换热环节、冷水在制冷机与用户末端之间的热量输送环节及冷却水在冷却侧和制冷机之间的热量输送环节。在空调末端与室内的换热环节部分,案例1中用户不具备对空调末端进行调节的能力,而在案例2和案例3中,用户可以根据需要启停空调末端。关于冷水在制冷机与用户末端之间的热量输送环节部分,案例1和案例2中,所有的冷量均集中到制冷站处由统一的大型制冷机进行处理,而案例3中采用的是分户式热泵系统,热泵分散在各服务区域内;鉴于制冷设备形式的不同,案例1和案例2的冷水统一从制冷站输送到各

供冷末端,而在案例3中则不存在冷水输送的环节。关于冷却水在冷却侧和制冷机之间的热量输送环节,3个案例均采用地下水作为冷源,将所有冷却水汇总后集中散热,但案例3中的冷却水是在地下水源与各分户室内热泵机组之间循环,从而完成热量输送。因此,3个案例可以总结如下:

1) 案例1:制冷设备集中、冷水及冷却水输配系统集中、用户无独立调节能力;

2) 案例2:制冷设备集中、冷水及冷却水输配系统集中、用户有调节能力;

3) 案例3:制冷设备分散、冷却水输配系统集中、用户有调节能力。

在如下讨论中,从实测数据出发,分析居住建筑中集中式空调系统各环节的能耗情况及造成能耗偏高的主要原因。为了对比的一致性,在分析3个案例的空调系统能耗及能效时,主要考虑制冷机和水泵的电耗,而空调系统末端(空调系统中新风机组的风机电耗、风机盘管风机电耗、变风量箱电耗等)差异引起的能耗差异不作为本文对比分析的内容。

1 案例1:制冷设备集中、输配系统集中、用户无调节能力

案例1为江苏某住宅小区^[12]。该小区共10栋住宅楼,建筑面积11.4万 m^2 ,测试期间入住率约90%。空调末端采用顶棚供暖和供冷辐射系统+置换新风系统形式。空调主机采用地源热泵机组,2台1400 kW的热泵机组为新风系统提供冷热源,2台1070 kW的热泵机组为顶棚辐射系统提供冷热源。新风系统夏季设计冷负荷2636 kW,冬季设计热负荷1430 kW;顶棚辐射系统夏季设计冷负荷1757 kW,冬季设计热负荷604 kW。顶棚辐射系统循环泵单台额定流量500 m^3/h ,扬程31 m;新风系统循环泵与地源侧循环泵规格相同,单台额定流量250 m^3/h ,扬程32 m。

该住宅小区采用的是典型的完全集中式空调系统,由地源热泵机组统一提供冷热源。在用户侧,对建筑物内的每一个空间,包括走廊、卫生间、无人居住的房间等,空调系统按照预定的温湿度标准进行全天24 h调控,甚至达到“恒温恒湿”标准,保证建筑物内的任何空间在任何时间都满足舒适性要求。可见,物业提供的服务理念为集中化的空调调控方式。然而,在这种调控形式下,用户对室

内环境的调控能力十分有限,例如,建筑的外窗不能开启,无法通过开窗进行通风换气;用户不能关闭空调末端等。

该小区单位面积空调电耗如图3所示。同时,以分体空调作为分散式空调的典型代表,根据对上海地区780户住宅的实测调研,得到上海地区分体空调单位面积电耗的一般水平为 $4.3 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$ [8]。由于江苏地区气候与上海类似,可认为江苏地区的分体空调能耗水平与之近似相同。该小区单位面积空调能耗约为该地区分体空调能耗的5倍。

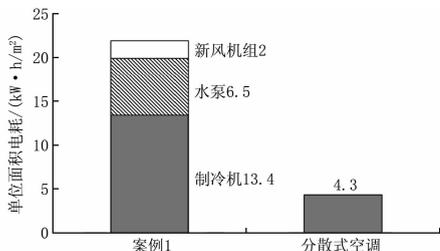


图3 案例1空调电耗构成及对比

分析发现,造成该小区空调电耗偏高的一个主要原因是在该种空调系统形式下,由于用户没有调控能力,空调系统采用的是“全时间、全空间”的运行方式,小区空调全负荷运行的时间长于分散式空调,所服务的空间也大于分散式空调。在案例1的空调形式下,空调服务面积与空调服务时间的乘积为 $11.4 \text{ 万 m}^2 \times 24 \text{ h} = 273.6 \text{ 万 m}^2 \cdot \text{h}$;而同地区采用分体空调时,空调服务面积与空调服务时间的乘积大约为 $68.4 \text{ 万 m}^2 \cdot \text{h}$,仅为案例1的25%[13]。在这种情况下,虽然热泵机组自身效率较高(供冷季的COP平均值约为4.4),但由于末端需冷量大,仅热泵机组的电耗就为分体空调的3倍多。

同时,采用该完全集中式空调系统时还存在风机、水泵的输配电耗。根据2009年5—9月空调系统的运行记录,得到各月制冷机、水泵和新风机组的耗电量,如图4所示。可以看到,水泵、新风机组

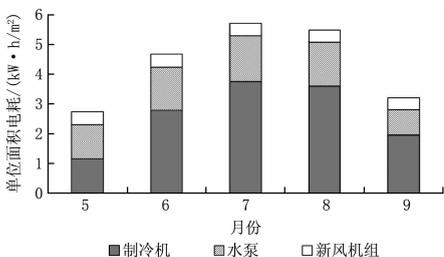


图4 空调系统逐月能耗组成

电耗约占总电耗的30%~60%,约为制冷机电耗的0.5~1.4倍。因此输配电耗是该空调系统能耗的一大组成部分,这也是采用该空调系统的住宅小区空调能耗较高的一个重要原因。

案例1中空调系统各部分电耗如下:冷却水输送, $2.5 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$;制冷机, $13.4 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$;冷水输送, $4 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$ 。用户侧供冷量为 $59 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$ 。整个空调系统的能效为3.0,高于目前分体空调的一般能效水平(2.5)。但是,由于空调系统采用“全时间、全空间”的运行方式,空调末端不可调节,末端用户实际耗冷量为同一地区分体空调的5倍多,导致其实际运行能耗远高于分体空调,并且输配系统能耗占到总能耗的33%。在这2个因素的综合作用下,虽然热泵机组自身的效率较高,同时整个系统的能效也不低,但整个小区的空调耗电量约为同一地区分体空调的5倍。

2 案例2:制冷设备集中、输配系统集中、用户有调节能力

案例2为河南某住宅小区。该小区占地面积 27944 m^2 ,建筑面积 41200 m^2 ,每栋楼5层,共有12栋楼,总计294户,入住率为75%。区域供冷供热系统主机采用2台螺杆式水源热泵机组,水系统形式为一级泵定流量,共设3台用户侧循环泵(两用一备)和4台潜水泵(两用两备)。主要设备如表1所示。用户末端为风机盘管,水侧没有安装通断控制阀。该小区按照风机盘管实际运行状况收费,也就是根据实测的风机盘管风机高、中、低挡运行的时间,分别按照不同价格收费,风机停止时不收费。

表1 案例2主要设备

1# 制冷机	额定制冷量为1463.6 kW,额定制冷功率为226.0 kW; 额定制热量为1479.8 kW,额定制热功率为301.6 kW
2# 制冷机	额定制冷量为542.4 kW,额定制冷功率为89.7 kW; 额定制热量为546.6 kW,额定制热功率为117.2 kW
循环泵	额定流量 $190 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程38 m,转速1480 r/min,额定功率27 kW
潜水泵	1#,2#潜水泵额定功率37 kW;3#,4#潜水泵额定功率22 kW

案例2的空调系统结构与案例1类似,但其用户末端采用风机盘管,用户可以根据自身的需求选择风机的高、中、低挡来进行室内环境参数的调节,也可以完全关闭风机,停止某些房间的空调供应。因此,这种空调末端的调节能力与分体空调相似。另外,小区采用了根据风机高、中、低挡运行时长来

收取费用的机制,进一步调动了使用者在不需要空调时关断风机的积极性,从而使末端的独立调节能力得到更有效的发挥。但由于采用集中冷源,冷水系统定流量运行,因此冷水循环泵的电耗在总能耗中占很大比例。

在案例2中,供冷季用户耗冷量的测试结果为 $7.5 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$ 。在案例2这种空调系统形式下,空调末端的调节能力与分体空调相似,因此可认为2种空调系统形式下用户的冷量消耗近似相等。而通过模拟计算可以得到,如果该小区采用完全集中式空调系统(如案例1中“全时间、全空间”的空调运行方式),则小区用户耗冷量为 $54.0 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$,约为实际用户耗冷量的7倍。因此,在用户可自由调节空调末端,且采用合理的收费机制的情况下,用户侧的需冷量将显著下降。

采用分体空调时,用户的耗冷量与案例2的用户实际耗冷量一致,分体空调的COP按2.5计^[15],则可得到如果采用以分体空调为代表的分散式空调,该小区供冷季耗电量为 $3.0 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$ 。2种空调形式下小区空调耗电量对比如图5所示,该小区单位面积耗电量为分散式空调的2倍多。

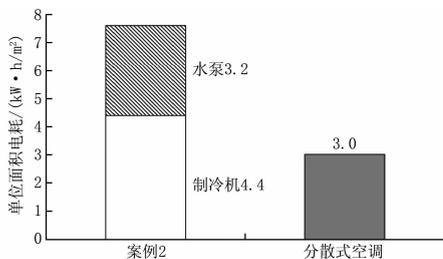


图5 案例2小区空调电耗构成及对比

图6为根据该小区风机盘管运行时间计算得到的各用户风机盘管开启率(用户所有风机盘管的总开启时长/(所有房间的风机盘管数×热泵机组运行的总时长))的统计结果。可以看出,有近80

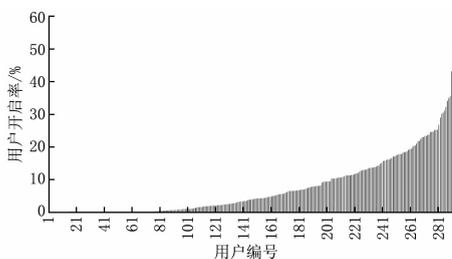


图6 2012年7月1—20日风机盘管开启率

位用户在这段时间内没有开启房间的风机盘管,超过1/3的用户其空调开启率低于10%。经计算,供冷季小区用户对空调末端的开启率均值仅为7%。

通过分析该小区空调系统的能效,发现在这种空调系统末端的运行情况下,由于用户末端同时使用率低,整个小区负荷率低,导致整个空调系统的能效很低。计算得到该空调系统的综合能效仅为 $1(\text{用户供冷量}/(\text{热泵机组电耗}+\text{水泵电耗}))=7.5 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2 \div (4.4 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2 + 3.2 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2)$ 。造成该空调系统综合能效低的原因如下:

一方面,如前文提到的,在小区“部分时间、部分空间”的空调运行模式下,整个系统总负荷率较低,但负荷需求不同步,少数用户仍有较大的负荷需求。即绝大多数时间内,空调系统中仅有少数风机盘管处在运行状态。而该小区水系统采用定流量运行,这就导致水系统处在“大流量、小温差”的运行状态。如图7所示,整个供冷季小区内各住宅楼的供回水温差均为 1°C 左右。因此水泵电耗成为空调电耗的一大组成部分,循环水泵的电耗占系统总用电量的43%。

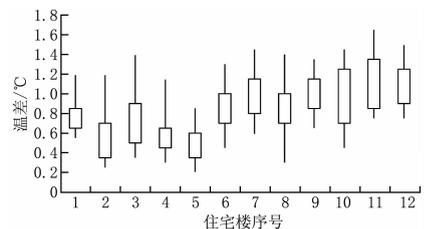


图7 供冷季各楼供回水温差分布

另一方面,在该小区用户的总冷量需求状况下,制冷机长期处在低负荷状态下运行,整个供冷季小区制冷机的平均 $COP=\text{用户侧耗冷量}/\text{制冷机电耗}=1.7$,远小于其额定值6.4。即使制冷机的COP可以达到额定值6.4,受限于水泵电耗,整个系统的能效为 $7.5 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2 \div (7.5 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2 \div 6.4 + 3.2 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2)=1.72$,提升的空间十分有限。因此,冷水循环泵电耗是制约该小区系统能效提高的主要因素。

综上所述,通过案例2的分析可以发现,在用户侧可自主调控的情况下,相比于集中系统,用户侧的冷量需求显著下降,建筑侧的冷量需求与采用分散式空调时类似。受系统形式的影响,案例2中空调系统电耗包括输送环节的水泵电耗。而且由

于水系统为一级泵定流量系统,水泵输送电耗成为空调电耗的主要组成部分,这也是系统能效低的主要原因。

3 案例3:制冷设备分散、输配系统集中、用户有调节能力

案例3为北京某住宅小区^[14]。该住宅小区有3栋住宅楼,总空调面积为7万 m^2 ,采用分布式水环热泵供冷/热。小区内共有住户368户,设计空调冷/热负荷分别为 $64\text{ W}/\text{m}^2$ 和 $51.8\text{ W}/\text{m}^2$ 。如图8所示,地下水通过深井泵取出,经过一次换热,通过循环管网送到分布于各户的热泵,作为冷却水使用。各户的热泵在夏季制取空调用冷量,再将热量排入冷却水循环系统;在冬季则从循环水中提取热量经热泵升温。返回的循环水又被回灌到地下。这样形成集中式地下水循环供应系统和分散在各户的水源热泵形式。为保证供冷/热需求,二次侧的循环泵采用定流量方式,并且24h连续运行。

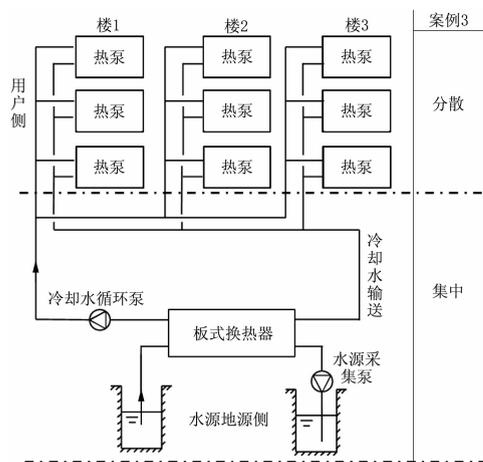


图8 案例3空调系统示意图

该小区的空调末端采用全空气系统,风管通到各个房间,风口没有设置调节阀,因此需要供冷时,该户的所有房间均供冷。与前面2个案例不同的是,在案例3中,所有的热泵分户设置,可以根据末端的需求自行启停。即用户侧采用的是“部分时间、全空间”的运行方式。案例3的空调系统仍具有集中式系统的特征,即冷水统一循环,冷却水中从地下抽出,经过各个末端热泵机组再返回回灌井,集中回灌。

已有学者通过测试得到北京市居住建筑中采用分体空调时的空调电耗大致为 $3.1\text{ kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$ ^[5]。该小区单位面积空调电耗约为分体空调电

耗的3倍(如图9所示)。考虑分体空调COP的一

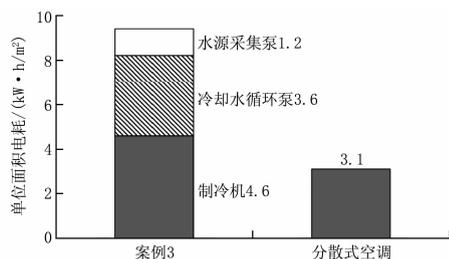


图9 案例3小区空调电耗构成及对比

般水平为2.5,则采用分体空调时单位面积耗冷量为 $7.8\text{ kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$ 。而案例3中实测得到的小区用户侧供冷量为 $13.2\text{ kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$ 。因此,在该种系统形式下,小区单位面积耗冷量高于采用分体空调的情况。主要原因是采用分体空调时,用户的使用模式为“部分时间、部分空间”,而在案例3中,受空调系统形式的影响,用户的使用模式为“部分时间、全空间”。

整个供冷季热泵的COP均值为2.9,优于一般的分体空调 $COP=2.5$ 的水平。但在该小区的热泵系统中,无论末端水源热泵机组开启多少台,二次侧循环水系统的所有循环泵总是全天候满负荷运行,因此仅循环水泵电耗就达 $3.6\text{ kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$ 。从测得的供回水温差可以看出,该小区水系统处在大流量、小温差的运行状况下,如表2所示。

表2 案例3供冷季实测冷却水

	系统供回水温度及温差 $^{\circ}\text{C}$		
	供水温度	回水温度	供回水温差
设计值	18	32	14
实测值			
2003年	25.8	26.5	0.7
2004年	27.9	28.5	0.6
2005年	27.0	27.8	0.8

在这种运行情况下,水泵输配电耗成为耗电重要部分,从图9可以看出,这种集中方式的地下水循环系统的水泵电耗占总用电量的一半左右。因此,该小区空调系统单位面积电耗高于一般的分散式空调。

综上所述,案例3表明,在“部分时间、全空间”的供冷模式下,用户侧供冷量低于完全集中式的空调系统(案例1),但高于“部分时间、部分空间”服务模式下的供冷量(案例2)。同时系统采用分散式热泵,能够保证热泵机组在较高的负荷率下运行,热泵性能得到提高。但系统中冷却水侧为集中形式,冷却水泵电耗成为空调电耗的主要组成部

分,约占空调总电耗 51%。

4 分析与讨论

文中的 3 个实际案例均为集中式空调系统形式,但 3 个空调系统在用户调节能力、制冷设备和输配系统形式上略有差异。综合比较上述 3 个案例,有利于增强对集中式空调系统在居住建筑中适用情况的理解。

3 个案例中空调系统部分的能耗组成及供冷量如表 3 所示,表 4 列出了各部分的能效情况,表中的能效计算方法参照 GB/T 17981—2007《空气调节系统经济运行》^[16] 中的要求,即机组 COP 为用户侧供冷量与热泵机组耗电量的比值;冷水输送系数为用户侧供冷量与冷水循环泵电耗的比值;冷却水输送系数为用户侧供冷量和热泵机组电耗之和与冷却水循环泵电耗的比值;系统能效等于用户侧供冷量/(热泵机组耗电量+冷水循环泵电耗+冷却水循环泵电耗)。通过 3 个工程案例的对比分析,得到的主要结论如下。

表 3 3 个案例能耗对比分析 kW·h/m²

	冷却水输送 能耗	制冷机 能耗	冷水输送 能耗	用户侧 供冷量
案例 1	集中,2.5	集中,13.4	集中,4	不可调,59
案例 2	集中,1.7	集中,4.4	集中,1.5	可调,7.5
案例 3	集中,4.8	分散,4.6		可调,13.2

表 4 3 个案例能效对比分析

	冷却水输配 系数	制冷机 COP	冷水输配 系数	系统 能效	能耗/ (kW·h/m ²)
案例 1	29.0	4.4	14.8	3.0	21.9
案例 2	7.0	1.7	5.0	1.0	7.6
案例 3	3.7	2.9		1.4	9.4

1) 只要有自主调节的条件和机制,末端用户就会按照类似分散式空调的模式运行,用户侧负荷呈现需求不同步、负荷率低的特征。

在寒冷及严寒地区,居住建筑的冷热负荷特征迥异。在供热过程中,热负荷的主要影响因素为室外气象条件,因此各用户的热负荷具有同步性。但在夏季供冷过程中,气象条件并非主要的影响因素,室内热扰情况成为影响冷负荷的最关键因素,这也是造成居住建筑冷负荷与热负荷特征不一致的本质原因。

目前我国住宅的主导形式为公寓式,其使用方式的主要特点为:① 各户之间居留情况差异大;② 室内人数变化大;③ 室内环境需求差异大等。在这样的使用特征下,只要末端用户对空调系统有调节能力,用户就会按照“部分时间、部分空间”的方

式运行空调,进而形成居住建筑中用户侧负荷需求不同步、负荷率低的情况。

从对比分析可以看出,完全集中式空调系统提供“全时间、全空间”的室内环境控制服务(案例 1),对应的空调电耗最高,能耗约为具有末端独立调节功能的半集中式系统(案例 2)的 3 倍。

这种能耗差异主要是由服务模式的差别导致的。从用户侧供冷量的对比可以看出,在案例 1 中,供冷量为 59 kW·h/m²,远大于案例 2 与案例 3。在案例 1 中,不管末端的需求情况如何,一律按照公认的舒适性进行环境调控,即采用“全时间、全空间”的室内环境调控方式。而在案例 3 中,采用户式集中空调系统,其服务模式为“部分时间、全空间”,用户侧耗冷量为 13.2 kW·h/m²,相比案例 1 有所降低。案例 2 中,空调末端的调控类似分散式空调,用户可以根据需要自行调节。在这种调控方式下,受生活方式的影响,我国居民大部分会采用“部分时间、部分空间”的运行方式,因此空调系统需要供应的冷量比案例 1 和案例 3 少。例如,某户的卧室平均只有 30% 的时间有人,而居住者入睡后又不希望空调运行,则该卧室真正需要开启空调的时间平均仅为 20%。然而,同样的卧室,采用集中式系统时空调却是在 100% 的时间内运行,因此供冷量远大于实际需求量,其提供服务的时间、空间累积(运行时间×服务面积)几乎是分散式空调的 5 倍。

2) 在居住建筑中,受用户末端的需求现状影响,在集中式空调系统中,输配能耗成为系统能耗的主要组成部分。

在案例 2 和案例 3 中,其空调末端具有分散式空调的特性,但制冷设备及输配系统是典型的集中式形式。案例 2 和案例 3 的空调能耗均在 8 kW·h/m² 左右,约为分体空调的 1.5~3 倍。这主要是由于案例 2 和案例 3 的输配能耗较大。从表 5 可以看出,案例 2 中的冷水和冷却水输送系数均不超过 10,而案例 3 中的冷却水输送系数甚至只有 3.7。GB/T 17981—2007《空气调节系统经济运行》^[16] 规定,用于全年累计工况评价时,冷水输送系数指标的限值为 30,冷却水输送系数指标的限值为 25。2 个案例中水泵输送系数均处在很低的水平。

正如上文的分析,就实际的总冷量来说,案例

2 和案例 3 这种集中式系统与分体空调相差不大。然而集中式系统的输配循环泵全天 24 h 连续运行,而且在大部分时间输送冷量的功效很差(供回水温差很小)。如在案例 2 中,供冷季仅循环水泵的电耗就达到 $3.2 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$,已经相当于采用分体空调住宅的平均夏季电耗。案例 3 能进一步说明上述问题。在案例 3 中,只有冷却水需要统一循环。由于末端的可调控性,居民采用“部分时间、全空间”的运行方式,一天中热泵运行的时间大大缩短,热泵和末端装置电耗只占空调系统总能耗的 49%,但冷却水循环泵的电耗竟超过系统总用电量的一半。

如果在案例 2 和案例 3 中的用户末端水侧安装电动通断阀并配以水泵变频,则可以增大冷水系统的供回水温差,在一定程度上降低这种集中式系统的输配能耗。但由于居住建筑中存在用户侧负荷需求不同步、负荷率低特征,输配能耗仍将是系统能耗的主要组成部分。图 10 为案例 2 典型日各用户末端风机盘管的开启时间频率分布情况。

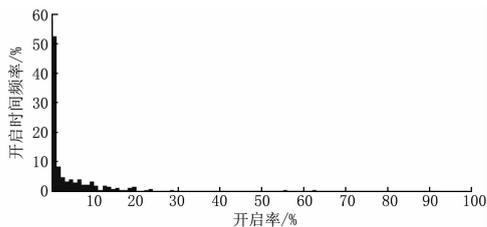


图 10 案例 2 中 7 月 4 日风机盘管末端开启时间频率分布

可以发现,大部分用户的风机盘管开启率集中在 10% 以内,仅有极少用户的开启率可以达到 60% 左右。在这种情况下,最理想的调控方式为设置多台循环水泵并联运行,并根据供回水温差进行水泵台数及频率调节。但在实际工程中,一般设置 2~3 台水泵,在低开启率的情况下将导致水泵的工作点严重偏离,进而造成输配系统的高能耗、低能效状况。同时,输配系统的能耗降低也受到制冷机侧的限制。一般集中式系统最多设置 2~3 台制冷机,而每台制冷机均有最低流量限制,这就导致在小负荷的情况下,输配系统的流量不可能下降过多,系统不可避免地处在高流量、小温差的运行状况下。

因此,从以上分析可以发现,造成这种系统能效偏低的本质原因是住宅空调负荷率低、负荷不同步,这与公共建筑差异较大。所以在居住建筑中采

用集中式空调系统需要非常谨慎。

3) 从居住建筑实测案例分析发现,空调系统中处在集中与分散特性交界处的环节往往呈现出高运行能耗的特性。

从上文的分析可知,居住建筑中用户侧的需求具有“部分时间,部分空间”的分散特性,这与集中式空调系统自身具有的调节灵活性较差的特征相矛盾。在实际应用中,在集中与分散特性的交界处,往往容易出现能耗高或能效低的问题。

在案例 1 中,其空调末端缺乏可调性,与用户负荷的分散特性产生矛盾。这意味着在这种集中式空调系统中,空调末端与室内的换热环节为集中与分散特性的矛盾边界。这种矛盾导致系统的供冷量大大增加,系统运行能耗高。

在案例 2 中,空调末端具有可调性,但一级泵为定流量控制,这与用户负荷的分散特性产生矛盾。即冷水在机组与用户末端之间的换热环节为集中与分散特性的矛盾边界。这种矛盾导致冷水泵的输送能耗成为了制约系统能效提高的主要原因。从表 5 可以看出,该系统的冷水输送系数仅为 5,远低于 GB/T 17981—2007《空气调节系统经济运行》^[16]中提出的限值(30)。而且冷水侧的不可调节特性进一步影响了制冷机及冷却水侧的可调性及运行情况,造成整个系统能效偏低。

在案例 3 中,由于采用分户式热泵,机组至室内的整个换热环节可视为一个整体,均具有分散的特性。但冷却水侧为定流量,即冷却水在冷源和机组之间的换热环节为集中与分散特性的矛盾边界。这种矛盾导致冷却水泵电耗成为耗电量的主要组成部分。对比案例 2 和案例 3 可以看出,同样是水源热泵,案例 2 的地下水循环泵电耗不到系统总用电量的 20%,但案例 3 中地下水循环泵电耗却占系统总用电量的 51%,而且其冷却水输送系数仅为 3.7。

从 3 个案例的对比分析可以发现,当集中式空调系统应用于居住建筑中时,应尽量增强各环节的可调节性,使各环节的特性与分散式的用户侧负荷需求相匹配。如果某个环节缺乏可调性,其集中特征将与用户负荷的分散特征产生矛盾,在此矛盾边界上往往容易产生高能耗或低能效的问题。

5 结论

5.1 在居住建筑中应用集中式空调系统时,3 个

实测工程案例表明,用户末端、制冷机及输配系统的可调性较差是造成空调系统能耗较高、能效较低的主要原因。

5.2 受用户负荷分散特性的影响,分散式空调在居住建筑中较为适用。集中式空调系统在居住建筑中的应用效果不佳,是由用户侧负荷需求不同步、负荷率低的本质特征决定的。

5.3 可调性对系统能耗有重要影响,设计时应在实现系统灵活可调的前提下,优化提高系统运行效率。

参考文献:

- [1] 陈焰华,祁传斌. 住宅建筑空调方式的设计选择[J]. 暖通空调,2001,31(4):29-32
- [2] 蒋小强,龙惟定,李敏. 区域供冷系统逐时冷负荷的分析及数值预测[J]. 中南大学学报:自然科学版,2010,41(1):357-363
- [3] 阳季春. 水源热泵在住宅空调中应用的节能分析[J]. 煤炭技术,2003,22(4):83-84
- [4] 李先瑞,郎四维. 住宅采暖空调方式的研究[J]. 节能与环保,2001(1):19-24
- [5] 李兆坚,江亿. 我国城镇住宅夏季空调能耗状况分析[J]. 暖通空调,2009,39(5):82-88
- [6] 胡平放,江章宁,冷御寒,等. 湖北地区住宅热环境与能耗调查[J]. 暖通空调,2004,34(6):21-22,71
- [7] 任俊,孟庆林,刘娅,等. 广州住宅空调能耗分析与研究[J]. 墙材革新与建筑节能,2003(4):34-37
- [8] Long Weiding, Zhong Ting, Zhang Beihong. Situation and trends of residential building environment services in Shanghai[C]//Proceedings of the 2003—4th International Symposium on Heating, Ventilating and Air Conditioning. Beijing: Tsinghua University Press, 2003: 493-498
- [9] 武茜. 杭州地区住宅能耗问题与节能技术研究[D]. 杭州:浙江大学,2005
- [10] Chen Shuqin, Li Nianping, Guan Jun, et al. A statistical method to investigate national energy consumption in the residential building sector of China [J]. Energy and Buildings, 2008, 40(4): 654-665
- [11] 马斌齐,闫增峰,桂智刚,等. 西安市节能住宅夏季能源使用结构的调查和分析研究[J]. 建筑科学,2007,23(8):53-56,60
- [12] 李哲. 中国住宅中人的用能行为与能耗关系的调查与研究[D]. 北京:清华大学,2012
- [13] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告 2013[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2013
- [14] 孙凤岭. 地下水源热泵空调系统在北京地区的应用研究[D]. 北京:北京工业大学,2006
- [15] 朱颖心,王刚,江亿. 区域供冷系统能耗分析[J]. 暖通空调,2008,38(1):36-40
- [16] 清华大学,中国标准化研究院,西北建筑设计院,等. GB/T 17981—2007 空气调节系统经济运行[S]. 北京:中国标准出版社,2008

