

doi:10.11835/j.issn.1674-4764.2018.02.019



不同控制策略下变风量空调系统夏季运行工况

丁帅^{1a,2}, 孟庆龙^{1a,1b}, 常赛南^{1a}

(1. 长安大学 a. 环境科学与工程学院; b. 建筑工程学院, 西安 710061;
2. 日照市东港区钢铁配套产业园服务中心, 山东 日照 276800)

摘要:针对变风量空调实际运行中出现的冷热不均问题,通过运行两种变静压、一种定静压控制策略下的变风量系统,对比分析室温、风量、风机频率、最大阀位、设定静压值与风机能耗的关系。结果表明:变风量箱在设计控制阀门的算法中除设定温度之外还需要考虑 IAQ、相对湿度等因素;使用变风量空调之前应将室温降至设定温度后再打开自动控制系统,避免受到算法的延迟影响;定静压输送单位冷负荷需要消耗的电量,比测点靠近风机的变静压控制策略多 7.8%,且降温效果较差;外界环境几乎相同的情况下,变静压策略中,静压基础点远离风机的控制策略较靠近风机的控制策略降温效果好,速度至少快 14%,消耗电量几乎相同。

关键词:变风量系统;变静压;定静压;能耗;温度

中图分类号:TU831.3 **文献标志码:**A **文章编号:**1674-4764(2018)02-0124-08

Analysis of cooling system in summer for VAV air conditioning system under different control strategies

Ding Shuai^{1a,2}, Meng Qinglong^{1a,1b}, Chang Sainan^{1a}

(1a. School of Environmental Science and Engineering; 1b. School of Civil Engineering, Chang'an University, Xi'an 710061, P. R. China; 2. Rizhao Donggang District Steel Supporting Industrial Park Service Center, Rizhao 276800, Shandong, P. R. China)

Abstract: For solving the uneven cooling problem of VAV (variable air volume) air conditioning operation, two kinds of variable static pressure and one kind of constant pressure control strategies of VAV system were operated. The relationship of room temperature, air volume, fan frequency, maximum value position, and setting pressure valve with fan power consumption respectively were analyzed and compared. Experimental results show that in addition to the set temperature, the Indoor Air Quality (IAQ), relative humidity and other factors should be considered in the design of valve control algorithm for variable air volume box; When using the variable air volume air conditioning system, the room temperature should be

收稿日期:2017-06-10

基金项目:国家自然科学基金(51208059); 陕西省自然科学基金基础研究计划(2016JM5076)

作者简介:丁帅(1992-),女,主要从事建筑设备自动化研究,E-mail:rz_ds@qq.com。

孟庆龙(通信作者),男,副教授,E-mail:mengqinglong@chd.edu.cn。

Received:2017-06-10

Foundation item: National Natural Science Foundation of China (No. 51208059); Natural Science basic Research plan in Shaanxi Province of China (No. 2016JM5076)

Author brief: Ding Shuai(1992-), main research interest: building automation, E-mail:rz_ds@qq.com.

Meng Qinglong(corresponding author), associate professor, E-mail: mengqinglong@chd.edu.cn.

reduced to the set temperature, then the automatic control system is opened to avoid being affected by the delay of the algorithm. As to transporting unit cooling load, the electrical consumption under constant static strategy is more 7.8% than it under variable pressure strategy which static pressure measuring point is nearing the fan. And the cooling effect of constant static strategy is poor. Under the same outside conditions, compared to variable pressure strategy with static pressure measuring point nearing the fan, the cooling effect under the variable pressure strategy with static pressure measurement point far away from the fan is better. The cooling rate is at least 14% faster. And the consumption of electricity is almost the same.

Keywords: VAV; variable static pressure; constant static pressure; energy consumption; temperature

变风量(VAV, variable air volume)空调以节省能耗、智能化^[1-2]等优点在中国得到了越来越广泛的应用,但目前,变风量系统并没有达到预期的效果。已有研究中,一个方向是利用软件预测负荷、室外温度或利用优化算法^[3-5]来计算系统能耗,或对比变风量系统与其他空调系统能耗消耗情况^[6-7];另一个方向是对组合空调机组与系统进行故障诊断^[8-9]。而对实际运行变风量系统的结果分析与反馈研究相对较少,大部分基于理论分析或前期设计规划方面来介绍系统。金宁等^[10]对上海某办公楼变风量空调系统设计运行进行了分析,介绍如何根据内外区负荷选取变风量末端,并提供了不同的运行策略,但没有具体策略运行之后的各参数指标分析。Kang等^[11]提出了一种以热舒适集成算法为目标的最小风量控制方法,通过现场采集气流速度、CO₂等数据并利用 TRNSYS 软件进行计算,模拟效果显示,该策略比现有的控制策略节约 26.7% 的能耗,但并没有实验验证这些因素的影响在人体对热舒适的判断中是否大于温度。朱进桃^[12]在室温、新风、送风温度等方面对变风量空调系统做出了一系列总体性的控制评价与建议,提出了变静压的静压设定值采用定步长会给系统带来响应缓慢的问题,但并没有从变静压控制的角度来解决该问题,而是以总风量法直接代替变静压控制。

针对上述研究结果中实际运行系统无参数分析、无实验验证温度对控制策略是否起主导作用等问题,本文通过实验,以夏季实际运行工况为例,采用两种控制策略对变风量系统进行控制,研究不同控制策略下室温、风量、风机频率、最大阀位、设定静压值与风机耗电量的结果。

1 实验对象与实验原理

1.1 实验平台简介

实验对象为市政与暖通实验中心的变风量

VAV 空调系统实验平台,空调面积为 106 m²,413、406 为实验室,401、405 为办公室。其中,401 兼做休息室、会议室,因此,会产生峰值负荷的情况。考虑到中央空调在正常工作工况下不能满足满员会议室的温度要求,在 401 房间设置一台分体式空调。实验室平面图见图 1,房间 401、406、413 选用的 VAVBOX 型号相同,为 RSV-TU-1-I-05-L,可用风量范围为 0~680 m³/h;405 的型号为 RSV-TU-1-I-07-L,可用风量范围为 0~1 360 m³/h,每个房间都配备温控器,可以调节房间设定温度。系统仅一台组合式空调机组,额定风量为 5 000 m³/h,机组全静压为 300 Pa。

测点分布:如图 1 所示,送风主管上共有 4 个静压测点:P1、P2、P3、P4,房间 406 与 413 支管设计为对称支管,设计风量与支管结构完全相同。风管总长 30.37 m,风机出口端连接一段垂直向上的风管,接入静压箱,冷空气通过静压箱后进入送风管。定静压的控制原理是在送风管道上设置静压传感器,位置一般是在距离送风机出口的距离约为 2/3 送风主管的长度^[13]。在系统中,这个点的位置为 P3 测点。

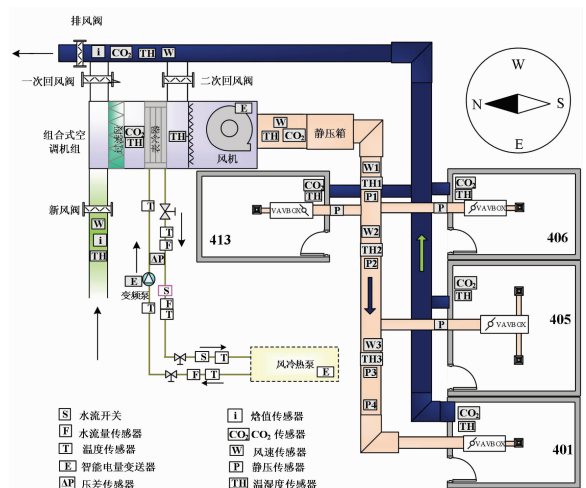


图 1 实验平台示意图

Fig. 1 Experimental platform

数据采集系统中,上位机利用组态王开发人机界面,通过 OPC 与 PLC 建立连接,可实现现场所有模拟量和数字量的采集以及现场设备的控制,包括静压传感器所测静压的数据采集。在实验中,由于管道静压的不稳定性,以秒为单位的静压采集易造成风机频率的频繁改变,且易受干扰影响,因此,以 1 min 为采样周期来采集静压数据。

1.2 静压控制策略

如图 2 所示,静压控制风机转速的原理分为两种,但都是根据静压来控制风机转速。一种为定静压控制,即输入的静压设定值 P 为定值,具体数值需要根据系统进行调整;另一种为变静压控制,即输入的 P 为变值,变静压控制需要 DDC 系统通过读取每个末端的阀门开度,筛选出来最大的开度值,并判断开度是否处于最优阀位域之间,大于最大值说明系统提供静压过小,需要增大风机转速,反之,小于最小值,则需要减小风机转速。

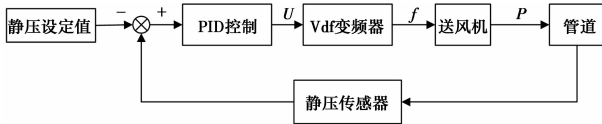


图 2 静压控制原理图

Fig. 2 Principle diagram of static pressure control

根据实验室的阀门实验,如图 3 所示,风机频率不变时,手动调节 406 的阀门对所有房间造成的风量影响。可见阀门开度在 80%~100%时,通过各支管的风量几乎没有大的变化,这是因该实验阀门为抛物线特性造成的,在该区间阀门阻抗均可以看做接近于 0。变风量的目的是保持最不利环路的阀门即最大阀位保持在最大开度上,最好的位置为 80%开度,但实际上不可能保持在 80%这个开度上,需要进行一个区间的定义。在实验中,变静压控制最优阀位域设定为 [70, 90]。当前静压设定值 P_{n+1} 由上一个时段的静压设定值 P_n 与最大阀位 δ_{max} 决定,为排除改变步长对能耗的影响,不采用利用算法调整的非固定步长^[14],采用 5 Pa 的固定静压步长。实验中,静压控制原理见式(1)。风机频率改变上限为 50 Hz,为保证风机运行效率,最低风机频率为 30 Hz。

$$P_{n+1} = \begin{cases} P_n + 5 & \delta_{max} > 90 \\ P_n & 70 < \delta_{max} < 90 \\ P_n - 5 & \delta_{max} < 70 \end{cases} \quad (1)$$

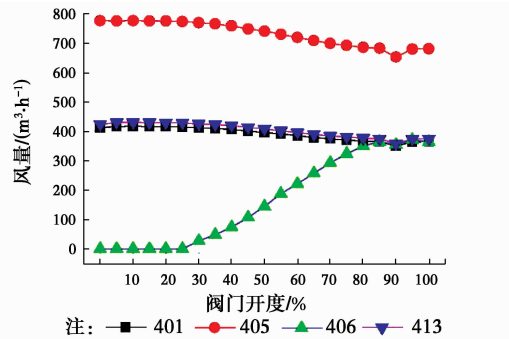


图 3 406 阀门调控下各送风支管风量

Fig. 3 Air volume in each supply pipe branches under controlling 406 valve

2 实验方案与结果

2.1 变静压实验测点选择

实验台主风管静压测点共 4 个,在确定静压实验的基础静压点之前,先对所有测点进行了静压值的校验。在 30、40、50 Hz 的风机转速下,以秒为单位,测量 3 min 之内所有测点的静压值,测量结果见表 1。

表 1 静压测点平均值与标准偏差

Table 1 Mean and standard deviation of static pressure measurement points

频率/ Hz	P1/Pa		P2/Pa		P3/Pa		P4/Pa	
	平均 值	标准 偏差	平均 值	标准 偏差	平均 值	标准 偏差	平均 值	标准 偏差
30	72.1	3.2	67.1	1.0	65.1	0.7	57.2	0.9
40	129.1	6.3	115.7	0.6	113.1	0.6	102.0	0.8
50	207.5	10.6	182.6	1.1	178.7	1.2	164.1	1.4

在文献[15-16]中,建议用风机出口点作为变静压取点,第一,因为这个点的静压平均值在改变风机频率或改变管网阻抗时,产生的静压差值相对其余各点所产生的值更大,可以提高传送信号质量;第二,该点处于风机出口位置,可以减少传送延迟。但由于其测量的标准偏差(如表 1 所示)比其余的测点大,作者并不建议将风机出口点作为测量静压的选取点。

另外,鉴于接近末端的静压测点 P4 所测得的静压值较小,在系统运行前期静压增加过慢,因此,选取 P2、P3 作为变静压实验的基础静压点。

2.2 实验方案

1) 风机控制策略 1:定静压实验。以 P4 点作为基础静压点,初始静压值 100 Pa, $P=2, I=0.5$ 。

为保证外界环境接近相同,实验日期紧跟在变静压实验之后,以便实验结果与变静压实验对比运行效果。

2) 风机控制策略 2: 变静压实验。以 P2 点作为基础静压点进行变静压控制实验,初始静压值 100 Pa, $P=3$, $I=0.5$;

3) 风机控制策略 3: 以 P3 点作为基础静压点进行变静压控制实验,初始静压值 100 Pa, $P=3$, $I=0.5$ 。

通过在相近日期的夏季典型日内,运行以不同位置测点为静压基础点的相同变静压控制策略,在实验日内,其他房间窗户与门均关闭,温度均由温控器进行控制。401 作为特殊房间,由房间人员根据自身感受自行决定窗户、分体式空调的开闭,满足内部人员温度与湿度的需求。因此,401 房间的设置温度与实际温度的关系并不完全一致,作为一个不可控房间,与其余房间形成对比。

水侧为一次泵定频控制,频率为 45 Hz。冷源为风冷热泵,出水温度为 7 °C。

中央空调设定温度调整规律:8:30 开始房间设定温度统一为 27 °C,上午的温度根据房间人员的需求自行调整,11:40—14:30,大部分房间都无人的情况下,房间设定温度偏高,为 28 °C。14:30 重新设定为 27 °C,房间温度依旧根据人员的热舒适感自行进行设置,17:00 后停机。

每个房间的实验人员均为 23~25 岁之间的男性,以排除性别与年龄对房间热舒适度的影响。

2.3 实验结果与分析

2.3.1 控制策略 2 实验结果 室内温度结果:从图 4 所示,在 8:30 刚开机时,房间 401 早已打开分体式空调,因此,房间温度并不是很高。运行一段时间后,房间人员出于对室外空气的需求打开了窗户,室外热空气进入室内提高了室内温度,401 的温度接近 29 °C,其余房间均在 28 °C 左右,但此时房间人员并没有感觉不适,反而是其余房间的人员感到闷热,甚至 405 房间的人员调低了房间温度以满足对冷空气的需求。11:40—14:30 中央空调的温度统一调整为 28 °C,期间为人员休息时间,401 房间作为休息室,全部房间人员进入 401 房间。关闭窗户,401 温度因此下降。16:00 左右房间人员再次打开窗户,房间温度再次回升。其余房间在 14:30 以后由于房间温度并没有达到人员对温度的要求,因此,人员持续调低设定温度。

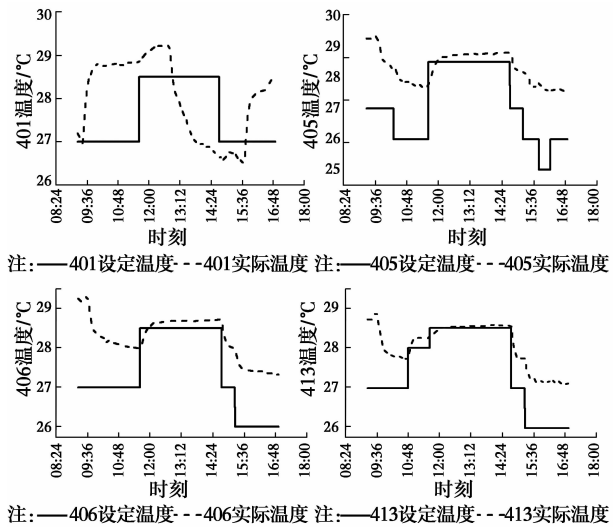


图 4 各房间设定温度与实际温度

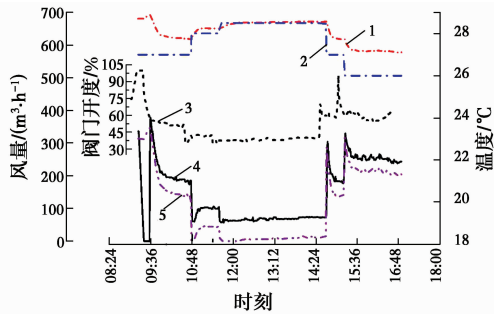
Fig. 4 Set temperature and actual temperature of each room

以上分析与温度图表明:401 房间的温度高,但房间空气流动性强度大于其余房间,因此,人员并没有调节房间的设定温度,其余房间温度低于 401,但房间人员却因为闷热、不适等原因持续调低房间的设定温度。

郑慧凡等^[17]指出,室内动态热环境下人体热舒适是各种因素综合作用的结果,如室内空气温度、气流速度、空气相对湿度、平均辐射温度等客观因素和人体心理特点、人体活动量、服装参数等主观因素。上述分析恰好证明了这一点,在一定程度上说明了仅仅调整设定温度的高低并不能反映人们对热舒适的直接需求,但实际工程中所应用的变风量箱大部分算法都是根据房间温度对内部风阀进行调节,因此,变风量箱内的算法需要满足多目标优化^[18]。

需求风量与送入风量关系:以房间 413 为例,如图 5 所示,实际风量的突降是由于自动控制读取系统在实验刚开始进行时出现故障,房间变风量箱的参数未能在系统中显示,但工作情况不受影响。实际风量与设定风量相差较大,最多相差 25% 左右。实验之前,并未调整 VAVBOX 的 PI 值,直接使用厂家自带的参数。可以观察到,在刚开机时,房间温度偏高,阀门开到最大 100%,设定风量也达到最大,实验室定制的是舒适性空调的变风量箱,温度精度波动范围较大,在设定温度与实际温度相差 1 °C 时,设定风量便开始持续下降,因此,房间温度一直不能达到设定温度值。在 11:40—14:30 期间提高设定温度时,设定风量一度下降为 0,这是由于房间温度与设定温度相等,BOX 内置 PID 模块接收的反

馈温度与实际温度偏差值为 0, 因此, 设定输出的风量也为 0。但为了保持最小新风量, 在设定风量达到最低时, 最小实际风量为 $50 \text{ m}^3/\text{h}$ 。



注: 1为实际温度; 2为设定温度; 3为阀门开度;
4为实际风量; 5为设定风量

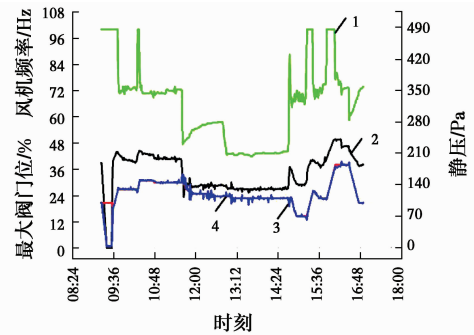
图 5 413 房间风量、阀门开度与温度关系图

Fig. 5 Relationship between air volume, opening angle of valve and temperature of 413 room

图 5 的折线表明: 虽然房间温度与设定温度在一点点接近, 但这个过程过于缓慢, 且由于房间温度偏差在减小, VAVBOX 送入房间的风量也会减小, 使得温降过程时间变得更加漫长, 因此, 在购买回厂家原装生产的 BOX 之后, 需要根据不同房间的功能、地方、朝向对 BOX 参数进行调整, 这一点必须有自动控制人员配合, 避免不合适的参数导致较差的热舒适。例如, 会议室这种会出现高峰负荷的房间, BOX 的 P 值设置应偏大, I 值设置应偏小, 以便快速响应人员流入流出导致的负荷变动; 而在办公室一类的稳定负荷房间, P 值设置应偏小, I 值设置应偏大, 给予房间人员适应温度的时间。同理, 朝阳的房间 P 值设置应偏大, I 值偏小, 背阴的房间 P 值设置应偏小, I 值偏大。

风机频率与最大阀位、静压反馈结果: 如图 6 所示, 在工作时间, 最大工作阀位维持在 70% 左右, 最大风机频率维持在 42 Hz 左右。由式(1)所示, 静压设定值根据最大阀门开度的大小来进行自动设置, 从图 6 中看出, 设定静压与实际静压的契合度很高, 说明风机的 PI 参数选取合理。在 11:40—14:30, 房间所需的风量降到最低, 风机的频率也降低到 30 Hz, 最大阀位开始下降, 但由于有最低风机频率的限制, 因此, 不能实现最不利环路的阀门达到比较大的阀位开度。总体来说, 在工作时间内, 该策略下变风量箱的开度维持在最优阀位域的下限, 实现了最不利环路的阀门开度最大的设置。但房间的温度却没有达到设定值, 这是由于风机输送的风量并没有达到房间温降所需要的量, 即风机频率没有满足

设定要求。从图 6 与式(1)中得知, 风机频率与最大阀门开度有关, 风机频率的频繁变化是由于达到最大阀位的房间并不是唯一的。在 1 天之中, 405 达到最不利环路的比例为 50%, 406 为 25%, 413 为 24%, 最大阀位的开度大小取决于各个房间设定温度与真实温度。因此, 要在系统运行初始达到一个稳定的风机频率, 需要将最大阀位稳定在同一个房间内, 在风机频率稳定之后, 自动控制系统再根据各房间负荷对最大阀位进行调节, 防止系统由于最大阀位的不稳定导致的持续震荡。



注: 1为最大阀位; 2为风机频率; 3为静压设定值; 4为送风静压

图 6 风机频率与静压、最大阀位反馈结果

Fig. 6 Feedback result of fan frequency, static pressure and maximum valve position

因此, 在使用变风量空调时, 应该先将房间温度快速降低到设定温度值, 即先将风机与所有的房间阀门开到最大, 避免受到 BOX 内自带的 PID 或其他算法影响, 当房间温度降低到设计温度时, 再开启自动控制功能, 这样, 既能快速达到房间人员需要的温度值, 又可以在之后的过程中节省能耗。

风机电量消耗结果: 如图 7 所示, 策略 2 上午的风机电量消耗占当天总体消耗的 51%, 下午功率消耗为 46%, 这是因为上午风机提供的冷空气除了消除围护结构与内扰所造成的冷负荷之外, 还需要消除前一天机器停止运行后, 室外空气进入房间的热量、围护结构内表面与其他物品蓄热后进入到室内空气的热量。而下午室内冷负荷的组成部分仅仅

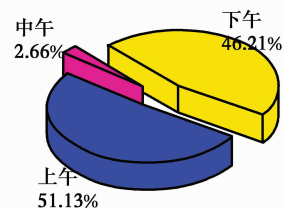


图 7 控制策略 2 下一天内的风机电量消耗

Fig. 7 Fan power consumption in one day under control strategy 2

只有上午的前者,但由于下午的太阳辐射强于上午,因此,两者之间的差距看似并不大,电量消耗差也仅仅只有5%。假如,基于一栋规模较大的建筑或建筑群,5%的电量消耗数目则是巨大的。因此,可以考虑提前启动系统利用建筑物热容的能量储存能力实现电力的“移峰填谷”^[19]。

2.3.2 3种控制策略对比 如图8所示,运行3种不同控制策略时,当天的室外温度分布并不一致。图中直线表示在从10:00—17:00时间段内,控制策略2与控制策略3的室外温度几乎一样。相似的外界环境下,可以对比策略2和策略3。风机控制策略3的测点P3比风机控制策略2的测点P2点距离风机较远,两种策略的初始静压值、 P 值、 I 值相同。表2给出了不同策略下各房间室内实际温度降低1℃所需的时间,在相同温降条件下,通过对比各策略所需时间来判断策略的优劣。

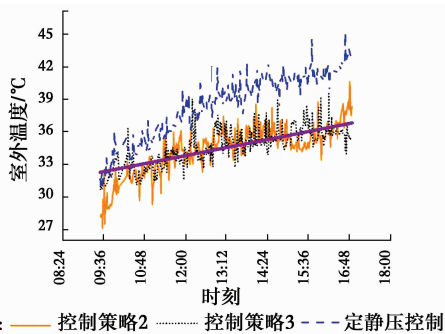


图8 运行不同控制策略时的室外温度

Fig. 8 Outdoor temperature under running different control strategies

表2 各房间降低1℃所需时间

Table 2 The time taken when each room's

temperature reduced by 1℃ min

控制策	401	405	406	413
定静压	25	79	49	57
控制策略2	16	35	27	24
控制策略3	16	30	18	16

由表2可见,在策略2和策略3下,401房间室内温度降低1℃所用时间相同,作为热舒适的对比房间,相同时间表明该房间的温度不受不同策略的影响;房间405,策略3较策略2快5min;房间406,策略3比策略2快9min;对于房间413,策略3比策略2快8min。策略3下降低1℃的室内温度所用时间明显小于策略2所用时间,即策略3可以更快

地满足人们降温的需求,达到需要的室内温度,策略3的降温效果优于策略2。也就是说,外界环境几乎相同的情况下,静压基础点靠近风机的控制策略较远离风机的控制策略降温效果好,对于对称房间413与406,策略3比策略2快33%;对于主房间405,由于房间较大,温降速度没有小房间快,因此,策略3比策略2快14%。定静压的温降时间较长,因实验外界条件不一致,不与策略2、策略3做对比讨论,但从单独的处理效果来看,定静压系统降温效果并不如意。在使用变风量空调时,最好将房间温度快速降低至设定温度。表2中显示,405的温度响应速度太慢,既跟不上房间人员对于温度的需求,也可能导致后期的变频运行当中产生震荡。

由于系统记录中有各种设备的能耗电量信号,为了比较不同外界条件的各策略节能效果,定义总耗电量与空调总冷负荷的比值为输送率^[20],即输送单位冷负荷需要消耗的电量。输送率与输送单位冷负荷所需要消耗的电量成正比。空调总冷负荷由制冷机供水温度、回水温度、流量计算得到,数据均可以从系统记录中提取。

由表3可见,由于定静压的外界温度高,因此,负荷大。策略2与策略3外界温度相似,但策略3的负荷稍大于策略2。采用策略2的控制方法最节能,其次是控制策略3,定静压是三者中消耗电量最大的控制策略。相对于定静压,策略2的节能率为7.8%,策略3为5.5%;策略2比策略3节能2.4%。结合表2的温降时间,可以得到以下结论:定静压输送单位冷负荷需要消耗的电量多,且降温效果较差;策略3输送率比策略2仅仅高2%,但策略3的温降速度比策略2快。

表3 各控制策略下的输送率

Table 3 Transport rate under different control strategies

控制策略	总能耗/(kW·h ⁻¹)	总冷负荷/kW	输送系数
策略2	33.87	9.03	3.75
策略3	45.14	11.75	3.84
定静压	50.14	12.32	4.07

3 结论

1) 设定温度的高低并不能反映人们对热舒适的直接需求,其他气流速度、湿度、人体生理心理特点、服装等因素也影响着人体对热环境的体感。因此,购买回厂家原装生产的变风量箱之后,需要根据不

同的房间功能、地方、朝向对箱体内固定参数进行调整,但必须有自动控制人员配合。

2)在使用变风量空调时,建议先不开自动控制系统,将风机与各阀门开到最大,房间温度降至设定值后再开启自控系统,避免受到算法的延迟影响,或考虑利用建筑物热容的能量储存能力实现电力的“移峰填谷”。

3)定静压输送单位冷负荷需要消耗的电量,比测点靠近风机的变静压控制策略多 7.8%,且降温效果较差;外界环境几乎相同的情况下,变静压策略中,静压基础点远离风机的控制策略较靠近风机的控制策略降温效果好,速度至少快 14%,消耗电量几乎相同。

参考文献:

- [1] OKOCHI G S, YE Y. A review of recent developments and technological advancements of variable-air-volume (VAV) air-conditioning systems [J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2016,59:784-817.
- [2] ZHANG J, LI X, ZHAO T, et al. A review of static pressure reset control in variable air volume air condition system [J]. *Procedia Engineering*, 2015, 121: 1844-1850.
- [3] ALIBABAEI N, FUNG A S, RAAHEMIFAR K. Development of Matlab-TRNSYS co-simulator for applying predictive strategy planning models on residential house HVAC system [J]. *Energy and Buildings*, 2016,128(15): 81-98.
- [4] ASADI E, DA SILVA M G, ANTUNES C H, et al. A multi-objective optimization model for building retrofit strategies using TRNSYS simulations, GenOpt and MATLAB [J]. *Building and Environment*, 2012, 56(10): 370-378.
- [5] ZHU Y, JIN X, DU Z, et al. Online optimal control of variable refrigerant flow and variable air volume combined air conditioning system for energy saving [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 80 (5): 87-96.
- [6] AYNUR T N, HWANG Y, RADERMACHER R. Simulation comparison of VAV and VRF air conditioning systems in an existing building for the cooling season [J]. *Energy & Buildings*, 2009, 41 (11): 1143-1150.
- [7] YU X, YAN D, SUN K, et al. Comparative study of the cooling energy performance of variable refrigerant flow systems and variable air volume systems in office buildings [J]. *Applied Energy*, 2016, 183 (1): 725-736.
- [8] SONG L, WANG G. Using a hybrid method to construct a computational efficient cooling coil model for an automated single-duct variable air volume system fault detection and diagnosis [J]. *Energy and Buildings*, 2015,92(1): 363-373.
- [9] WANG H, CHEN Y, CHAN C W H, et al. Online model-based fault detection and diagnosis strategy for VAV air handling units [J]. *Energy and Buildings*, 2012,55(12): 252-263.
- [10] 金宁,李春旺,胡佳林,等. 上海某办公楼变风量空调系统设计运行分析[J]. *暖通空调*, 2012,42(4): 60-63.
JIN N, LI C W, HU J L, et al. VAV air conditioning system design and operation analysis of an office building in Shanghai [J]. *HV&AC*, 2012,42(4): 60-63. (in Chinese)
- [11] KANG S H, KIM H J, CHO Y H. A study on the control method of single duct VAV terminal unit through the determination of proper minimum air flow [J]. *Energy and Buildings*, 2014,69(3): 464-472.
- [12] 朱进桃. 变风量空调系统的节能运行[J]. *暖通空调*, 2014,44(5): 97-102.
ZHU J T. Energy saving operation of VAV air conditioning system [J]. *Journal of HV&AC*, 2014,44 (5): 97-102. (in Chinese)
- [13] 武根峰,曹勇. 定静压变风量系统静压设定值的确定方法[J]. *暖通空调*, 2014,44(7):36-39.
WU G F, CAO Y. Static pressure setpoint determination method for the fixed static pressure control VAV system [J]. *Journal of HV&AC*, 2014, 44(7):36-39. (in Chinese)
- [14] ZHANG J, LI X, ZHAO T, et al. Experimental study on a novel fuzzy control method for static pressure reset based on the maximum damper position feedback [J]. *Energy and Buildings*, 2015,108(1): 215-222.
- [15] LORENZENTTI D M, NORFORD L K. Pressure setpoint control of adjustable speed fans [J]. *Journal of Solar Energy Engineering*, 1994,116(3):158-163.
- [16] SREVEN T, TAYLOR. Increasing efficiency with VAV system static pressure setpoint reset [J]. *Ashrae Journal*, 2007,49(6):24-32.
- [17] 郑慧凡,梁耀华,范晓伟,等. 室内动态热舒适的影响因素分析[J]. *热科学与技术*, 2015,14(4):259-266.
ZHENG H F, LIANG Y H, FAN X W, et al. Analysis of influencing factors of indoor dynamic thermal comfort [J]. *Journal of Thermal Science and*

- Technology, 2015,14(4): 259-266. (in Chinese)
- [18] 邢丽娟,杨世忠. 变风量空调系统房间舒适度温度优化设置[J]. 计算机仿真,2015,32(4):455-459.
- XING L J, YANG S Z. Room comfort temperature optimization setting of variable air volume air conditioning system [J]. Computer Simulation, 2015, 32(4):455-459. (in Chinese)
- [19] 王海斌,晋欣桥,孙金龙,等. 基于建筑储能的变风量空调系统避峰运行控制策略分析[J]. 流体机械,2006(3):70-73.
- WANG H B, JIN X Q, SUN Q L, et al. Analysis of energy storage based strategy of shifting peak operation of HVAC system [J]. Fluid Machinery, 2006(3):70-73. (in Chinese)
- [20] 刘健,程时柏,陈友明,等. 变风量空调系统不同控制方法下的实测分析[J]. 流体机械,2013,41(4):65-69.
- LIU J, CHENG S B, CHEN Y M, et al. Performance measurement of VAV air system with different control methods [J]. Fluid Machinery, 2013,41(4):65-69. (in Chinese)

(编辑 胡玲)