

doi:10.11835/j.issn.1674-4764.2015.03.013



# 变流量冷冻水系统温差控制法的适用性

陈 峰<sup>1,2</sup>, 刘金祥<sup>1</sup>, 李沁<sup>2</sup>, 陈晓春<sup>2</sup>

(1. 南京工业大学 城市建设学院, 南京 210009; 2. 中国建筑设计咨询有限公司, 北京 100044)

**摘 要:**研究了末端设置通断控制阀的一次泵变流量系统在温差控制下的水力特性,并结合风机盘管与房间的非线性换热耦合特性,进一步探讨了温差控制的适用条件以及变温差控制温差值的设定方法。结果表明:末端设置通断控制阀的系统,当管网整体负荷分布均匀且各开启用户的负荷变化规律相近时,温差控制同样是较为适用的,此时系统的水力失调对室内温湿度的影响较小;采用变温差控制时,仅以不同的总负荷率分段设置温差值,并不能获得良好的室内温湿度控制效果,建议以优先保证风盘除湿能力和室内干球温度为原则设定温差值,相比于目前的方法,在同等的室内相对湿度波动下,室内温度的稳定性可以得到保证。

**关键词:**变流量;水力特性;温差控制;水系统

中图分类号:TU201.5;TU831.3 文献标志码:A 文章编号:1674-4764(2015)03-0094-08

## Applicability of temperature difference control mode for variable chilled water flow systems

Chen Feng<sup>1,2</sup>, Liu Jinxiang<sup>1</sup>, Li Qin<sup>2</sup>, Chen Xiaochun<sup>2</sup>

(1. College of Urban Construction, Nanjing University of Technology, Nanjing 210009, P. R. China;

2. China Building Design Consultants Limited Company, Beijing 100044, P. R. China)

**Abstract:** The hydraulic characteristics of the variable primary flow system with on-off valves under temperature difference control is investigated, and the nonlinear heat exchange coupling property of fan coil units and rooms is combined to further explore the applicable conditions of temperature difference control and setting procedures of temperature difference value (TDV). The result indicates that the temperature difference control in the system with on-off valves at the terminal is also applicable when the pipe network's load is equally distributed and the load changing rule of each opening user is similar. In this case, the system's hydraulic disorder has smaller impact on the indoor temperature and humidity. When adopting variable temperature difference control, setting TDV piecewise according to different total load rates cannot have good control of indoor temperature and humidity. Therefore, it is recommended to set TDV according to ensure fan coil's dehumidification capacity and indoor dry-bulb temperature preferentially, compared with current methods, the stability of indoor temperature can be guaranteed under the same fluctuation of the indoor relative humidity.

**Key words:** variable flow; hydraulic characteristics; temperature difference control; water system

收稿日期:2015-01-09

基金项目:国家科技支撑计划(2014BAJ02B01);科研院所技术开发研究专项资金项目(2009EG131249)

作者简介:陈峰(1989-),男,主要从事绿色建筑与建筑设备节能技术研究,(E-mail)cfxxxdh@163.com.

Received:2015-01-09

**Foundation item:** Special Funds for Technical Development Research of Scientific Research Institutes (No. 2009EG131249); National Science and Technology Support Plan (No. 2014BAJ02B01)

**Author brief:** Chen Feng (1989-), main research interests: green building and energy saving technology for building equipment, (E-mail)cfxxxdh@163.com.

近年来,空调水系统变流量控制技术在工程中得到大量应用,其节能效果亦得到了广大专业人士的认同。末端压差控制和冷热源总管温差控制是目前讨论较多的两种变流量控制方式。相比于末端压差控制,温差控制理论上节能效果较好,但是对管网形式的要求较高<sup>[1-3]</sup>,一般建议使用在末端不设调节阀且各用户负荷变化规律相近的系统中,否则容易出现水/热力失调;然而,对于该问题的研究还仅仅是停留在定性分析的层次,温差控制在末端设置通断控制阀的系统中的适用性仍需进一步的讨论。

另一方面,近几年由于变频技术的不断发展,学者们对变流量技术的研究主要还是侧重于提升变流量控制下的机组能效<sup>[4-5]</sup>,或者进行水系统整体控制策略的优化,最大程度降低整个机房的总能耗<sup>[6-9]</sup>;也有少数学者结合风机盘管换热静特性提出了变温差控制法<sup>[3,10]</sup>,认为该控制方式下末端设备可以获得与实际负荷对应的流量需求,并通过与制冷机房其余设备的联合运行分析,指出变温差控制具有更高的节能潜力<sup>[11-12]</sup>。然而,上述研究在追求系统低能耗或高效率的同时,却忽略了末端设备在变工况下,尤其是在变温差控制下与房间的动态换热情况,房间最终的舒适性条件能否达到要求,有待进一步的研究。

针对上述问题,首先建立了末端设置通断控制阀的一次泵变流量风机盘管系统的计算模型,分析了其在温差控制下的水力特性,并结合风机盘管与房间的非稳态耦合换热特性,探讨了温差控制在末端设置通断阀的系统中运用的可能性;同时,对现有的变温差控制方法下房间温湿度的稳定性进行了分析,并在此基础上提出了改进建议。

## 1 水力特性分析

### 1.1 假设条件

1)研究对象的末端空调器均为采用一般通断控制阀门的风机盘管。

2)调整各支路静态平衡阀,使各末端通断控制阀门全部打开时所有末端流量均等于设计流量。

3)末端用户的两通阀在全开时的阻抗为常数,冷源支路的阻抗为常数,变流量机组蒸发器侧阻抗为常数。

4)为简化分析,不考虑旁通阀动作。

### 1.2 模型建立

采用一维热流体仿真模拟软件 Flowmaster 建

立模型并进行计算分析。模拟分析的集中空调水系统由4个支路组成,每个支路内有4个用户,为简化分析,假设每个用户的设计流量相同且均为 $10\text{ m}^3/\text{h}$ ,设计供回水温度为 $7/12\text{ }^\circ\text{C}$ 。为方便水力平衡计算,设末端用户阻力为 $30\text{ kPa}$ ,用户间管段阻力为 $5\text{ kPa}$ ,支路间管段阻力为 $5\text{ kPa}$ ,源侧阻力为 $100\text{ kPa}$ ,PID控制器温差设定值取设计工况下的 $5\text{ }^\circ\text{C}$ ,模拟运行时维持总管温差恒定。支路编号由远端至近端分别为1-1,1-2,⋯,4-3,4-4。模型如图1所示。

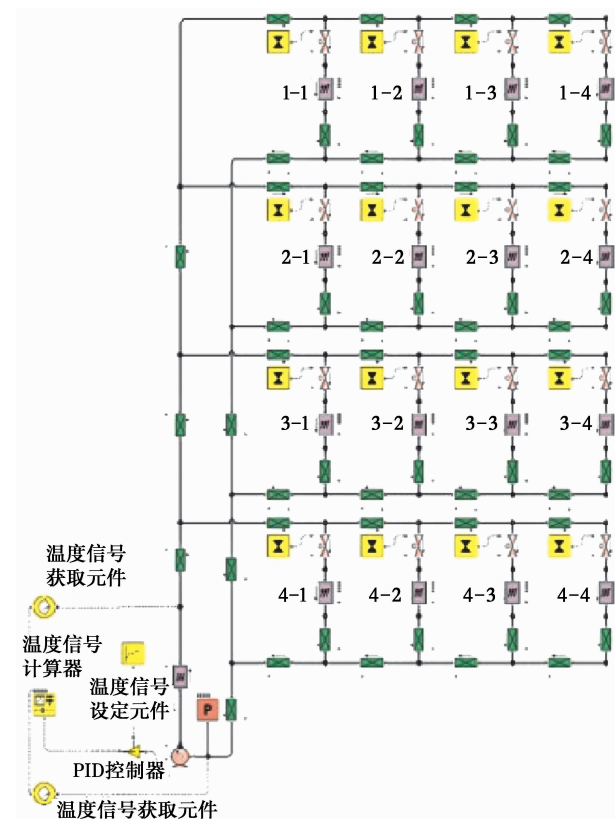


图1 计算模型

Fig 1 Calculation model

### 1.3 模拟结果分析

温差控制通常建议使用在末端不设调节阀且各用户负荷变化规律相近的系统中,这样可以避免由于阀门动作和负荷变化引起的管网水/热力失调<sup>[1]</sup>。而对于末端设置通断阀的系统,由于部分用户负荷变化将导致末端调节阀的动作,管网负荷分布也具有多样性,势必导致其余用户不同程度的水力失调。因此,有必要对其温差控制下的水力特性进行量化分析,这将有助于直观地评价系统的整体特性,为优化控制提供参考和依据。

为便于分析,假设各用户负荷均为设计负荷,总

管温差设定值取设计温差即 5℃,分别研究负荷集中分布与均匀分布下各用户的流量分配情况。

1) 负荷集中分布时各用户流量分配情况。表 1 列出了 6 种不同负荷分布下,维持总管 5℃温差时各用户的水力失调情况。从中可以看到,当负荷集

中分布时,负荷较小的支路水力失调尤为严重,Case2 中 4-3 用户过流度已经达到了 34%;对比 Case5 和 Case6 以及 Case1 和 Case6,负荷集中在下游或者管网整体负荷率较低时,管网整体的水力失调相对更加严重。

表 1 负荷集中分布时各用户水力失调情况

Table 1 Hydraulic disorder of each user with concentrated load distribution

负荷分布	1-1	1-2	1-3	1-4	2-1	2-2	2-3	2-4	3-1	3-2	3-3	3-4	4-1	4-2	4-3	4-4
Case1			1.25		1.01	1.01	1.01	1.01	0.97	0.97	0.97	0.97	0.95	0.95	0.95	0.95
Case2	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97				1.34
Case3	0.94	0.94	0.94	0.94	0.94	0.94	0.94	0.94				1.23				1.26
Case4			1.25				1.25		0.96	0.96	0.96	0.96	0.92	0.92	0.92	0.92
Case5			1.11		0.90	0.90	0.90	0.90				1.14				1.15
Case6			1.18				1.18					1.18	0.86	0.86	0.86	0.86

2) 负荷均匀分布时各用户流量分配情况。表 2 为 9 种不同负荷分布下各用户的水力失调情况,从中可见,无论管网整体负荷率如何,负荷均匀分布时,各

支路水力失调度较小,在±10%以内,且各支路内远端用户的流量普遍大于近端用户的流量,支路内两端的用户水力失调要相对严重,这在设计时应予以注意。

表 2 负荷均匀分布时各用户水力失调情况

Table 2 Hydraulic disorder of each user with homogeneous load distribution

负荷分布	1-1	1-2	1-3	1-4	2-1	2-2	2-3	2-4	3-1	3-2	3-3	3-4	4-1	4-2	4-3	4-4
Case7		0.97	0.97	0.97	0.97		1.01	1.01	0.96	1.01		1.08	0.96	1.01	1.08	
Case8	0.96	1.01		1.08	0.96	1.01	1.08			0.97	0.97	0.97	0.97		1.01	1.01
Case9	0.97	1.01		1.09	0.97		1.01	1.01		0.98	0.98	0.98	0.97		1.02	1.02
Case10	0.94		1.09				0.99	0.99		0.98		1.06	0.94	1.02		
Case11	0.94	1.02			0.94		1.09				0.99	0.99		0.98		1.06
Case12		0.97		1.05	0.93		1.08				0.98	0.98		0.97		1.05
Case13		0.98						1.05			1.05		0.91			
Case14	0.91					0.98						1.05			1.05	
Case15	0.93					1.00						1.07		1.00		

## 2 风机盘管换热数学模型

通过建立风机盘管与房间的换热数学模型,可以分析末端设备不同水力失调和不同负荷率下室内的温湿度变化情况,进而在此基础上探讨温差控制的适用条件以及变温差控制下室内温湿度的控制效果。

以接触系数法<sup>[13-14]</sup>为基础,建立风机盘管与房间的非稳态换热模型。

分析的假定条件为:

1) 空气流量  $G$  不变;

2) 进水温度  $t_{w1}$  不变;

3) 风机盘管的进风参数与室内空气的状态参数相同;

4) 室内热湿负荷恒定。

根据传热学原理及空气特性可列出方程

$$\frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{w1}} = \frac{1 - \exp(\gamma\beta - \beta)}{1 - \gamma \exp(\gamma\beta - \beta)},$$

$$\gamma = \frac{\xi G_c p}{W_c}, \beta = \frac{KF}{\xi G_c p} \quad (1)$$

$$1 - \frac{t_2 - t_{s2}}{t_1 - t_{s1}} = E' \quad (2)$$

$$G_c p \xi (t_1 - t_2) = W_c (t_{w2} - t_{w1}) \quad (3)$$

$$K = \left( \frac{1}{\rho v_y^m \xi^n} + \frac{1}{s \omega^r} \right)^{-1} \quad (4)$$

$$\xi = \frac{1\,000(h_1 - h_2)}{c_p(t_1 - t_2)} \quad (5)$$

式中:  $t_1$ 、 $t_{s1}$  分别为盘管进风干湿球温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_2$ 、 $t_{s2}$  分别为盘管出风干湿球温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{w2}$  为盘管出水温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $c_p$ 、 $c$  分别为空气和水的比热,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;  $E'$  为通用热交换效率, 即接触系数;  $F$  为传热面积,  $\text{m}^2$ ;  $W$  为盘管水流量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;  $\xi$  为盘管瞬时析湿系数;  $K$  为盘管传热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;  $v_y$  为表冷器迎面风速,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $\omega$  为盘管内水流速,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $\rho$ 、 $m$ 、 $n$ 、 $r$ 、 $s$  分别为实验系数及指数;  $h_1$ 、 $h_2$  分别为进、出风焓值,  $\text{kJ}/\text{kg}$ 。

对于特定的风机盘管, 其表冷器结构参数和传热系数公式一般是已知的, 在风量  $G$  一定的情况下,  $E'$  和  $v_y$  也都是确定的, 当水流量  $W$  和进水温度  $t_{w1}$  已知时, 上述 5 个方程共含有  $t_1$ 、 $t_2$ 、 $t_{s1}$ 、 $t_{s2}$ 、 $t_{w2}$ 、 $\xi$ 、 $K$  等 7 个未知参数 ( $h$  值可由干湿球温度确定<sup>[13]</sup>)。一般对于表冷器的校核性计算往往是给定进风参数, 以检验出风参数及处理冷量是否满足要求。但是当室内负荷不变, 而水流量变化时, 风盘与房间的换热过程是一个非稳态的相互耦合的换热过程。初始时刻, 风盘进风参数是不变的, 若风盘处理冷量由于水量变化而发生改变, 室内空气的状态参数也随之改变, 即风盘进风参数将逐渐发生变化, 因此, 下一时刻风盘的处理冷量也将发生变化, 反之, 又将影响风盘的进风参数, 如此循环。

因此, 要分析整个动态换热过程, 还需引入风盘与房间的换热模型, 参考文献[15]中空调房的模型, 并在此基础上做了改进, 引入湿交换的换热关联式, 具体为

$$c_p \cdot \rho \cdot V \cdot dt = (q_{x0} - q_{xr}) \cdot d\tau \quad (6)$$

$$r \cdot \rho \cdot V \cdot dd = (q_{q0} - q_{qr}) \cdot d\tau \quad (7)$$

$$t_s = f(t, d)^{[13]} \quad (8)$$

式中:  $\rho$  为空气密度, 取  $1.2 \text{ kg}/\text{m}^3$ ;  $V$  为房间容积,  $\text{m}^3$ ;  $q_{x0}$  为房间显热负荷,  $\text{W}$ ;  $q_{xr}$  为风盘处理的显热冷量,  $\text{W}$ ;  $q_{q0}$  为房间潜热负荷,  $\text{W}$ ;  $q_{qr}$  为风盘处理的潜热冷量,  $\text{W}$ ;  $\tau$  为时间,  $\text{s}$ ;  $d$  为含湿量,  $\text{g}/\text{kg}$ ;  $r$  为水蒸气的汽化潜热, 为计算方便, 取  $2\,500 \text{ kJ}/\text{kg}$ 。

同时给定初始边界条件  $t_1 = t_{1m}$ 、 $d_1 = d_{1m}$ 、 $\tau = 0$  ( $t_{1m}$ 、 $d_{1m}$  分别为设计工况下的进风干球温度和含湿量), 联立式(1)~(8), 进行迭代计算, 即可得到各参数随时间变化的函数。

以某品牌 FST324 风机盘管为例, 盘管传热面积  $F = 18.25 \text{ m}^2$ , 盘管通断面积  $f_w = 5.06 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ , 额定工况:  $t_1 = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{s1} = 19.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $d_1 = 10.99 \text{ g}/\text{kg}$ ,  $t_{w1} = 7 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{w2} = 12 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $G = 1.08 \text{ kg}/\text{s}$ ,  $v_y = 2.5 \text{ m}/\text{s}$ ,  $E' = 0.84$ ,  $W = 0.814 \text{ kg}/\text{s}$ , 全热冷量  $q = 17\,044 \text{ W}$ , 显热冷量  $q_x = 12\,786 \text{ W}$ , 房间大小为  $5 \text{ m} \times 3 \text{ m} \times 3 \text{ m}$ 。盘管传热系数实验公式为

$$K = \left( \frac{1}{56.219 v_y^{0.694} \xi^{0.924}} + \frac{1}{139.404 \omega^{0.8}} \right)^{-1} \quad (9)$$

现假设水流量变为 80% 即  $0.642 \text{ kg}/\text{s}$ , 取时间步长  $\Delta\tau = 1 \text{ s}$ , 边界条件  $t_1 = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $d_1 = 10.99 \text{ g}/\text{kg}$ ,  $\tau = 0$ , 风量和进水温度不变, 其余参数未知, 进行迭代计算。图 2~4 为计算后进风干球温度  $t_1$ 、进风湿球温度  $t_{s1}$ 、进风含湿量  $d_1$ 、风盘处理的全热冷量  $q$  以及显热冷量  $q_x$  随时间变化的曲线。可以看到, 由于水流量的突然减小, 初始阶段风机盘管的处理冷量急剧下降, 但是随着过程的进行,  $q$  和  $q_x$  逐步回升, 直至最后与室内热湿负荷相同, 此时, 室内干湿球温度、含湿量均有上升。从传热学角度不难理解, 盘管水流量减少, 房间的温湿度是不会无限上升的, 理论上房间与风盘的换热最终将达到一个动态平衡的过程。其本质是因为水流量减小后, 盘管处理能力下降导致室内干球温度及含湿量增加的同时, 室内空气与盘管进行热湿交换的势差也在逐步增大, 盘管处理能力也将增加。

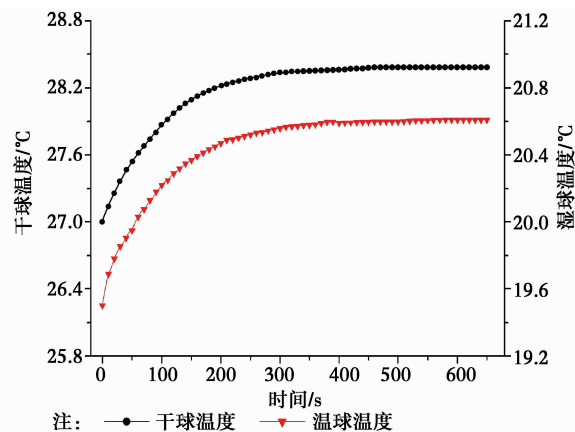


图 2 进风干湿球温度随时间变化的曲线

Fig 2 Curve of inlet dry/wet bulb temperature changing in time

由此可见, 不管整个换热过程如何进行, 在水流量变化后, 风机盘管处理冷量的大小是逐步向室内热湿负荷逼近的, 只是室内状态参数发生了变化。因此, 如果是为了解室内最终状态参数, 可以以室内总负荷和显热负荷作为风机盘管最终所能处理的

全热与显热冷量,即  $q$  和  $q_x$  为已知参数,根据传热学原理可列出方程<sup>[13]</sup>

$$q = Wc(t_{w2} - t_{w1}) \quad (10)$$

$$\xi = \frac{q}{q_x} \quad (11)$$

联立方程(1)~(5)、(10)~(11),所有未知参数的最终收敛值均能求出。

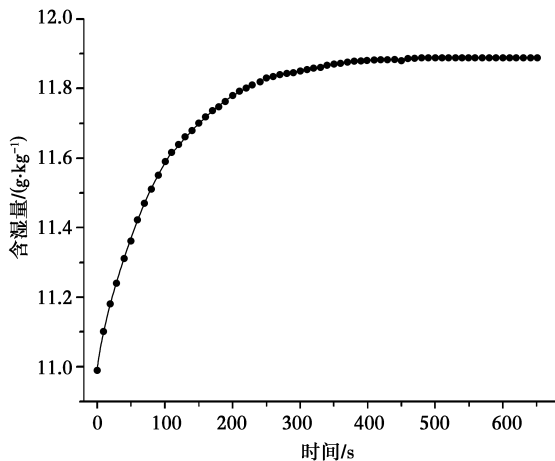


图 3 进风含湿量随时间变化的曲线

Fig 3 Curve of humidity ratio changing in time

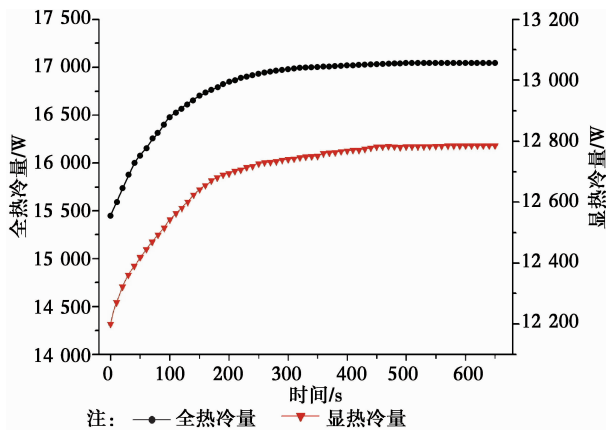


图 4 风盘冷量随时间变化的曲线

Fig 4 Curve of cooling capacity changing in time

### 3 温差控制适用条件分析

选取某品牌 FST324 和 FST224 两种不同型号的风机盘管,计算其不同设计工况在不同水力失调度下室内空气的最终状态参数,计算结果见表3~4。

由表中可以看到,当水力失调度在  $\pm 25\%$  范围内,室内的相对湿度变化较小,均在  $0.5\%$  以内,但是室内干球温度变化较大,最高达  $2\text{ }^\circ\text{C}$  以上;当水力失调度在  $\pm 15\%$  内变化时,室内干球温度变化较小,平均在  $1\text{ }^\circ\text{C}$  以内。而对舒适性空调而言,一定范围

内的温湿度波动是可以接受的,对照文献[16]中的相关标准,表3~4中的几种设计工况下,水力失调度在  $\pm 15\%$  范围内,室内最终温湿度均仍能满足人体舒适度的要求。

表 3 FST324 不同水力失调度对室内空气状态参数的影响

Table 3 Effects of FST324's hydraulic disturbance on indoor air parameters

水力失调度	室内空气最终状态参数					
	$t_{1m}=25\text{ }^\circ\text{C}$ , $\varphi_{1m}=50\%$		$t_{1m}=26\text{ }^\circ\text{C}$ , $\varphi_{1m}=50\%$		$t_{1m}=27\text{ }^\circ\text{C}$ , $\varphi_{1m}=50\%$	
	$t_1/^\circ\text{C}$	$\varphi_1/\%$	$t_1/^\circ\text{C}$	$\varphi_1/\%$	$t_1/^\circ\text{C}$	$\varphi_1/\%$
	0.75	26.82	50.13	27.83	49.86	28.86
0.80	26.37	50.07	27.37	49.88	28.40	49.78
0.85	25.98	50.04	26.97	49.90	27.98	49.83
0.90	25.62	50.03	26.61	49.93	27.62	49.88
1.10	24.51	49.99	25.49	50.02	26.50	50.08
1.15	24.30	49.97	25.27	50.04	26.27	50.12
1.20	24.10	49.97	25.07	50.06	26.07	50.16
1.25	23.92	49.97	24.88	50.08	25.88	50.20

表 4 FST224 不同水力失调度对室内空气状态参数的影响

Table 4 Effects of FST224's hydraulic disturbance on indoor air parameters

水力失调度	室内空气最终状态参数					
	$t_{1m}=25\text{ }^\circ\text{C}$ , $\varphi_{1m}=50\%$		$t_{1m}=26\text{ }^\circ\text{C}$ , $\varphi_{1m}=50\%$		$t_{1m}=27\text{ }^\circ\text{C}$ , $\varphi_{1m}=50\%$	
	$t_1/^\circ\text{C}$	$\varphi_1/\%$	$t_1/^\circ\text{C}$	$\varphi_1/\%$	$t_1/^\circ\text{C}$	$\varphi_1/\%$
	0.75	27.14	50.36	28.18	50.11	29.20
0.80	26.61	50.27	27.65	50.08	28.67	49.91
0.85	26.14	50.19	27.17	50.06	28.16	49.93
0.90	25.72	50.13	26.73	50.04	27.74	49.95
1.10	24.41	49.92	25.41	50.00	26.40	50.02
1.15	24.16	49.88	25.14	49.99	26.14	50.04
1.20	23.92	49.85	24.90	49.99	25.89	50.06
1.25	23.70	49.81	24.68	49.98	25.67	50.08

再观察表2中所列负荷均匀分布时各用户的水力失调情况,均在  $\pm 10\%$  以内,这种程度的水力失调导致的室内温湿度变化将是很小的。

由此可见,对于末端设置通断阀的风机盘管系统,当管网负荷分布较为均匀时,温差控制法其实是较为适用的,但前提是各开启用户的负荷变化规律

较为相近,例如数据机房、对温湿度控制精度要求不高的车间、厂房等。

对于采取末端压差和温差控制相结合的系统,当管网负荷分布集中、变化剧烈时,例如办公楼上下班高峰、午休及加班等时间段内,可以采取以末端压差控制为主的方式;而当管网负荷相对稳定、分布较为均匀时,则可适当以采取温差控制为主的方式,以弥补末端压差控制下管网整体欠流的不足,同时也能取得良好的节能效果和控制效果。另外,对于各支路内两端的用户,由于其在温差控制下的水力失调相对更加严重,在设计时可以根据房间功能要求调整管道布置,或者在末端加设动态流量调节阀,以满足个别房间较高的舒适度要求。

#### 4 变温差控制温差值的设定

根据表冷器的换热静特性,当处理冷量发生变化时,其进出口温差值是变化的,因此,一些学者在此基础上提出了变温差控制的思想,建议以不同的总负荷率分段设置温差值。以 FST324 风盘为例,根据该思路进行了温差值设定计算,取设计工况为  $t_1 = 27\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_{s1} = 19.5\text{ }^\circ\text{C}$  ( $\varphi_1 = 50\%$ ),  $t_{w1} = 7\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_{w2} = 12\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $G = 1.08\text{ kg/s}$ ,  $E' = 0.84$ ,  $W = 0.814\text{ kg/s}$ , 全热冷量  $q = 17\ 044\text{ W}$ , 显热冷量  $q_x = 12\ 786\text{ W}$ 。计算步骤为:

1) 取温度控制精度  $\pm 1\text{ }^\circ\text{C}$ , 计算在额定温差和除湿能力( $\xi$ )下,  $\pm 1\text{ }^\circ\text{C}$  的温度波动所对应的负荷变化,即已知  $t_1, t_{w1}, t_{w2}, \xi, G$ , 根据式(1)~(5)、式(10)求解  $t_{s1}, t_2, t_{s2}, W, K, q$  等 6 个参数。计算结果可见表 5,  $\pm 1\text{ }^\circ\text{C}$  的温度波动所对应的负荷率为 0.93~1.07, 即  $\pm 7\%$  的负荷变化范围, 该范围内湿度变化仅为  $\pm 2.4\%$ , 满足文献[16]规定。

2) 根据上一步计算结果对负荷进行分段划分, 即每个负荷率节点对应于自身  $\pm 7\%$  的负荷范围为一个负荷区间。接着对各负荷率节点对应的工况进行计算, 即已知  $t_1, t_{s1}, t_{w1}, q, G$  (维持室内空气参数为设计工况), 根据式(1)~(5)、式(10)求解  $t_2, t_{s2}, t_{w2}, W, K, \xi$  等 6 个参数, 即可得出各节点对应的温差设定值( $t_{w2} - t_{w1}$ )。

3) 在维持负荷率节点对应温差和除湿能力不变的情况下, 计算出对应区间内负荷变化对室内温湿度的影响情况, 即已知  $t_{w1}, t_{w2}, \xi, q, G$ , 根据式(1)~(5)、式(10)求解  $t_1, t_{s1}, t_2, t_{s2}, W, K$  等 6 个参数。

计算结果见表 5, 由表 5 可以看到, 该负荷分段划分方法是可行的, 理论上基本满足室内温湿度的控制要求。但同时也发现, 低负荷时表冷器的除湿能力将大幅下降, 分析步骤 2) 计算温差值的过程,  $\xi$  值是未知数, 意味着表冷器的除湿能力是得不到保证的, 最终室内温湿度很可能达不到要求。

表 5 变温差控制参数计算结果

Table 5 Parameters calculation results of variable temperature difference control

总负荷率	设定温差/ $^\circ\text{C}$	全热冷量/W	潜热冷量/W	析湿系数 $\xi$	对应负荷率区间	温度变化范围/ $^\circ\text{C}$	相对湿度变化范围/%
0.66	7.5	11 191	553	1.052	0.61~0.70	26.1~27.8	52.5~47.8
0.76	6.7	12 876	1 650	1.147	0.70~0.81	26.1~27.8	52.5~47.8
0.87	5.9	14 814	2 858	1.239	0.81~0.93	26.0~27.9	52.4~47.4
1.00	5.0	17 044	4 258	1.333	0.93~1.07	26.0~28.0	52.4~47.6
1.15	3.9	19 610	5 839	1.424	1.07~1.23	25.9~28.1	52.4~47.6

因此, 为了维持室内温湿度的稳定, 仅以总负荷为标准分段设置温差值是不恰当的, 因为总负荷并不能反映显热与潜热负荷的权重, 尽管风盘处理的全热冷量足够, 但如果其中的显热和潜热分量与实际热湿负荷相差较大, 室内温湿度仍将出现较大的波动。事实上, 部分负荷时, 仅仅改变温差是不够的, 必须同时改变风量, 以增大或减少接触系数, 才能在维持室内温湿度不变的同时, 保证表冷器的除

湿能力。然而, 增加风量控制将极大地增加系统的控制成本和难度, 工程上也不易实现。

笔者建议, 以总负荷为标准分段设置温差值时, 可以根据建筑物自身负荷特点, 保证表冷器一定的除湿能力, 而不必追求室内湿度的稳定, 即在步骤 2) 中, 将  $\xi$  作为已知参数, 而  $t_{s1}$  作为未知参数, 进行温差设定值的计算。表 6 为采用该方法的计算结果, 为了分析方便, 各负荷率节点对应的  $\xi$  均设定为 1.333,



即保持表冷器除湿能力为设计工况不变。从表中可以看到,维持表冷器除湿能力不变的条件下,各符合率节点对应的室内相对湿度有所上升,但仍符合文

献[16]的规定,满足舒适性空调的要求,同时还可保证室内温度的相对稳定。

表 6 改进后的变温差控制参数计算结果

Table 6 Parameters calculation results with improved method for variable temperature difference control

总负荷率	设定温差	室内温度	相对湿度/%	潜热冷量/W	析湿系数 $\xi$	对应负荷率区间	室内温度变化范围/°C	相对湿度变化范围/%
0.66	9.4	27	62.7	2 796	1.333	0.61~0.70	26.3~27.7	64.7~60.7
0.76	8.2	27	58.6	3 217	1.333	0.70~0.81	26.2~27.8	60.7~56.5
0.87	6.7	27	54.3	3 701	1.333	0.81~0.93	26.1~27.9	56.6~52.1
1.00	5.0	27	50.0	4 258	1.333	0.93~1.07	26.0~28.0	52.4~47.6

按照第 1 种温差值设定方法,若总负荷不变而实际潜热负荷为表 6 中对应的潜热负荷,室内最终温湿度变化将如表 7 所示。可以看到,当实际潜热负荷所占总负荷比重较大时,室内最终温湿度会有较大程度的变化。对比之下,第 2 种方法虽然同样导致室内相对湿度发生变化,但优点在于室内干球温度的稳定性可以得到保证。

表 7 实际潜热负荷下室内温湿度变化情况

Table 7 Indoor parameters changing with real latent heat load

总负荷率	设定温差	室内温度/°C	相对湿度/%	潜热冷量/W	析湿系数 $\xi$
0.66	7.5	24.8	62.8	2 796	1.333
0.76	6.7	25.4	58.8	3 217	1.333
0.87	5.9	26.1	54.5	3 701	1.333

## 5 结论

1) 基于温差控制的末端设置通断阀的一次泵变流量系统,当管网负荷集中分布时,将造成低负荷支路较大程度的水利失调;当管网负荷均匀分布时,无论整体负荷率如何,各支路水利失调度均较小,但各支路两端的用户水力失调要相对严重,在设计时应予以注意。

2) 在供回水温度不变的情况下,当末端设备水力失调度较小时,室内温湿度的波动也较小。因此,当管网负荷分布均匀时,温差控制法是较为适用的,前提是各开启用户的负荷变化规律比较相近。

3) 维持室内温湿度不变的条件下,仅以总负荷为标准分段设置温差值是不恰当的,实际运行时并

不能保证室内温湿度的稳定。建议以优先保证风盘除湿能力和室内干球温度为原则设定温差值,而不必追求室内湿度的稳定,相比于现有方法,虽然同样导致室内相对湿度产生较大波动,但室内温度的稳定性可以得到保证。

## 参考文献:

- [1] 李苏泂. 一次泵系统冷水变流量节能控制研究[J]. 暖通空调, 2006, 36(7): 72-75.  
Li S L. Energy saving control of variable chilled water flow in primary pump systems [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2006, 36(7): 72-75. (in Chinese)
- [2] 陈定艺, 刘金祥, 徐稳龙, 等. 基于末端压差控制的变流量空调水系统水力特性[J]. 暖通空调, 2013, 43(3): 30-35.  
Chen D Y, Liu J X, Xu W L, et al. Hydraulic characteristics of variable chilled water flow systems based on the terminal device pressure difference control [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2013, 43(3): 30-35. (in Chinese)
- [3] 朱明杰. 空调冷冻水系统的运行控制策略[D]. 上海: 同济大学, 2007.  
Zhu M J. The strategy of control and operation for air-conditioning chilled water system [D]. Shanghai: Tongji University, 2007. (in Chinese)
- [4] Lee T S, Liao K Y, Lu W C. Evaluation of the suitability of empirically-based models for predicting energy performance of centrifugal water chillers with variable chilled water flow [J]. Applied Energy, 2012, 93: 583-595.
- [5] Jin X Q, Du Z M, Xiao X K. Energy evaluation of optimal control strategies for central VWV chiller

- systems [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27 (5/6): 934-941.
- [6] Ma Z J, Wang S W. Energy efficient control of variable speed pumps in complex building central air-conditioning systems [J]. *Energy and Buildings*, 2009, 41(2): 197-205.
- [7] Yu F W, Chan K T. Environmental performance and economic analysis of all variable speed chiller systems with load-based speed control [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(9): 1721-1729.
- [8] Chang Y C, Chen W H. Optimal chilled water temperature calculation of multiple chiller systems using Hopfield neural network for saving energy [J]. *Energy*, 2009, 34(4): 448-56.
- [9] Ma Z J, Wang S W, Xiao F. Online performance evaluation of alternative control strategies for building cooling water systems prior to in situ implementation [J]. *Applied Energy*, 2009, 86(5): 712-721.
- [10] 黄建恩, 吕恒林, 冯伟. 空调系统冷冻水循环水泵变频运行的变温差控制[J]. *环境工程*, 2011, 29(6): 103-106, 131.
- Huang J E, Lyu H L, Feng W. Variable temperature difference control of variable frequency chilled water circulating pump in air conditioning system [J]. *Environmental Engineering*, 2011, 29(6): 103-106, 131. (in Chinese)
- [11] 蒋小强, 龙惟定, 李敏. 制冷机房冷冻水和冷却水变流量解耦控制策略[J]. *重庆大学学报: 自然科学版*, 2010, 33(6): 6-12.
- Jiang X Q, Long W D, Li M. Control strategy of variable flow between cooling water and chilled water in chilled plant [J]. *Journal of Chongqing University: Natural Science Edition*, 2010, 33(6): 6-12. (in Chinese)
- [12] Liu X F, Liu J P, Lu J D, et al. Research on operating characteristics of direct-return chilled water system controlled by variable temperature difference [J]. *Energy*, 2012, 40(1): 236-249.
- [13] 赵荣义, 范存养, 薛殿华, 等. 空气调节[M]. 4版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008: 17-18, 77-90
- [14] Peng C Y, Xiong C B, Kong F Z. The energy conservation control model of central air conditioning system based on the cooling load demand [J]. *Mathematics in Practice and Theory*, 2009, 39(16): 201-212.
- [15] 王童. 一次泵变流量系统控制方法的节能性分析[D]. 北京: 北京建筑工程学院, 2012.
- Wang T. Energy efficiency analysis of control method of primary pump system with variable flow rate [D]. Beijing: Beijing University of Civil Engineering and Architecture, 2012. (in Chinese)
- [16] 中国建筑科学研究院. GB 50736—2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
- China Academy of Building Research. GB 50736-2012 Design code for heating ventilation and air conditioning of civil buildings [S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2012. (in Chinese)

(编辑 胡英奎)