

种调节的问题是,调节变风量末端装置的开度会引起系统静压的变化,在空调各房间设有变风量末端装置和系统存在静压控制的条件下各房间的风量如何变化?对此问题的分析就是所谓的变风量系统控制分析。

假设图 1 中,支路 A 的房间负荷发生了变化,由于变风量末端装置的作用使房间送风量也随之改变,从而通过支路 A 的风量将由设计工况下的 L_{Amax} 变为运行工况下的 L_A 。同时,由于支路 A 的阻力变化也将引起系统总阻力的变化,系统的总风量将由设计工况下的 L_{max} 变为运行工况下的 L_x 。另外,变风量末端装置的作用除使系统风量发生变化外,系统风管全压也将出现改变,如安装静压传感器的风管处的全压将有变化。因此,尽管支路 B 的房间负荷未曾变化,通过支路 B 的风量也不能不变,这就是管网的耦合性,即由设计工况下的 L_{Bmax} 变为 L_B 。

假设 $L_{Amax}/L_{max}=n_A$, $L_A/L_{Amax}=\bar{L}_A$, $L_B/L_{Bmax}=\bar{L}_B$ 。

由流体力学串、并联理论可知,当系统进行调节时,支路 B 的压降与静压传感器处的风管全压是相等的,即有

$$H_q = S_B L_B^2 \quad (2)$$

式中 H_q 为静压传感器处的风管全压, Pa; S_B 为支路 B 的阻抗。

$$\left[\left(\frac{L_{max}}{L_{Bmax}} \right)^2 - K \right] L_B^2 - 2K \bar{L}_A L_{Amax} L_B = (1-K) L_{max}^2 + K (\bar{L}_A L_{Amax})^2 \quad (9)$$

在设计工况下有

$$L_{max} = L_{Amax} + L_{Bmax} \quad (10)$$

则 $L_{Bmax} = L_{max} - L_{Amax} = L_{max}(1-n_A)$

$$[1-K(1-n_A)^2] \bar{L}_B^2 - [2K(1-n_A)n_A \bar{L}_A] \bar{L}_B = 1-K+Kn_A^2 \bar{L}_A^2 \quad (12)$$

式(12)是关于未知数 $\bar{L}_B$ 的一元二次方程式。利用 MATLAB 工具解此方程并整理得

$$\bar{L}_B = \frac{Kn_A^2 \bar{L}_A - Kn_A \bar{L}_A \pm (1-2K+Kn_A^2 \bar{L}_A^2 + K^2 + 2Kn_A - 2K^2 n_A - Kn_A^2 + K^2 n_A^2)^{\frac{1}{2}}}{-1+K-2Kn_A+Kn_A^2} \quad (13)$$

式(13)是一元二次方程的解,表明当支路 A 的相对风量发生变化时,支路 B 的相对风量变化值。式(13)还可写为

$$\bar{L}_B = F(n_A, \bar{L}_A, K) \quad (14)$$

即影响 $\bar{L}_B$ 的主要因素除了 $\bar{L}_A$ 外,还有 n_A 和 K 。

在设计工况且两支路的送风量相等条件下有 $L_{Amax} = L_{Bmax} = L_{max}/2$, 从而 $n_A = 1/2$ 。在此条件

由于静压传感器处的风管全压 H_q 还可表示为

$$H_q = H_j + H_d \quad (3)$$

式中 H_d 为静压传感器处的风管动压, Pa, $H_d = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{L_x}{F_g} \right)^2$ 。

由于静压调节存在,静压值恒定,可用式(1)表示。

将式(1),(2)代入式(3),则有

$$S_B L_B^2 = S_1 L_{max}^2 - \frac{\rho L_{max}^2}{2F_g^2} + \frac{1}{2} \rho \left(\frac{L_x}{F_g} \right)^2 \quad (4)$$

在设计工况下有

$$S_1 L_{max}^2 = S_B L_{Bmax}^2 \quad (5)$$

故有

$$S_B = \frac{S_1 L_{max}^2}{L_{Bmax}^2} \quad (6)$$

令

$$K = \frac{\rho}{2F_g^2 S_1} \quad (7)$$

将式(6),(7)代入式(4),则有

$$\left(\frac{L_{max}}{L_{Bmax}} \right)^2 L_B^2 = L_{max}^2 - K L_{max}^2 \left[1 - \left(\frac{L_x}{L_{max}} \right)^2 \right] \quad (8)$$

由于在风量调节过程中,系统的总风量由 L_{max} 变为运行工况下的 L_x , 而 $L_x = L_A + L_B$, 将其代入式(8),并考虑 $L_A = \bar{L}_A L_{Amax}$, 经整理得

即

$$L_{max} = L_{Bmax} / (1-n_A) \quad (11)$$

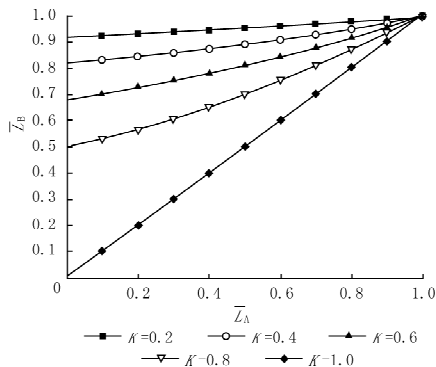
将式(11)代入式(9),整理后得

下,对应不同的 K 值时 $\bar{L}_B$ 与 $\bar{L}_A$ 之间的关系可由式(13)求得,见表 1 和图 3。

从图 3 可以清楚地看出,随着 K 值的减小, $\bar{L}_B$ 与 $\bar{L}_A$ 之间的关系越来越弱。由式(13)知,当 $K=0$ 时, $\bar{L}_B=1$, 说明 $\bar{L}_B$ 与 $\bar{L}_A$ 无关,不随 $\bar{L}_A$ 的变化而变化,始终保持原有的设计工况。而当 $K=1$ 时, $\bar{L}_B$ 与 $\bar{L}_A$ 处处相等,表明尽管支路 B 空调房间负荷无变化,但因为支路 A 风量的变化使支路 B

表 1 未知量 $\bar{L}_B$ 的值 ($n_A = 1/2$)

K	$\bar{L}_A$										
	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
0.2	0.917 7	0.923 2	0.929 4	0.936 2	0.943 5	0.951 5	0.960 0	0.969 2	0.978 9	0.989 2	1.0
0.4	0.816 5	0.828 4	0.841 7	0.856 6	0.872 9	0.890 7	0.909 9	0.930 5	0.952 4	0.975 6	1.0
0.6	0.686 0	0.705 2	0.727 3	0.752 4	0.780 4	0.811 1	0.844 3	0.800 0	0.918 0	0.958 0	1.0
0.8	0.500 0	0.528 1	0.562 3	0.602 4	0.647 7	0.697 8	0.752 1	0.809 9	0.870 8	0.934 3	1.0
1.0	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0

图 3 $\bar{L}_B$ 与 $\bar{L}_A$ 对应不同 K 值的关系曲线

的风量也发生同等程度的变化,进而将造成房间空调参数的改变。

由式(7)可看出,影响 K 值的因子主要是静压传感器处风管的截面积 F_g 和传感器位置后网路部分的阻抗 S_1 。当 F_g 增加时 K 值减小,说明系统的稳定性提高,反之亦然。只有当 $F_g \rightarrow \infty$ 时, $\bar{L}_B$ 具有最大的稳定性(即 $K=0$),实际上这是不可能的。从而说明当某空调房间采用变风量调节时,由于风管面积所限,将会引起系统流量再分配。从式(8)可知,增加静压传感器位置后网路部分的阻抗 S_1 同样可以提高系统的稳定性,这意味着减小支管管径或增加变风量末端装置的阻力。而在变风量空调系统

(上接第 61 页)

已高于各调节阀的关断压差,调节阀处于关闭状态,从而导致水系统管网阻抗较大,影响水泵的安全运行。

5 结论

5.1 最不利热力环路是变流量空调水系统运行调节中应避免的一种不利工况,其定义对于合理选取空调水系统优化控制策略具有重要的参考意义。

5.2 仿真表明,本文提出的压差重整化方法要优于其他 4 种方法,以最不利水力环路为参考的压差重整化并不能保证所有工况下的冷水流量合理分配,会导致最不利热力环路的出现。

5.3 最大阀位环路是预先判定最不利热力环路可

设计中,主风管的截面积考虑了同时使用系数和负荷系数,因而风管的截面积小于设计负荷下的截面积;而支管管径则考虑了设计负荷。因此,从系统稳定性考虑,这种设计方法并不是有利的。

3 结论

3.1 变风量空调系统调节过程中存在着稳定性问题,即有耦合现象发生。为了减少支路与支路之间、房间与房间之间调节过程中的相互影响,在设计中合理地选择传感器的位置、系统的结构尺寸等是必要的。

3.2 为了提高变风量空调系统的稳定性,将负荷变化相近的房间在设计上相对独立出来单独组成系统,将大大减少风量调节分配不均问题。负荷变化差别较大的空调房间不宜组成同一个变风量空调系统。

3.3 为了提高变风量空调系统的稳定性,选择一定阻力的变风量末端装置有助于改善系统的调节品质。当然,这是以增加风机能耗为代价的。

参考文献:

- [1] 肖勇全,赵菊. 空调变风量(VAV)系统送风特性探讨[J]. 制冷学报,1998(4):58-62
- [2] 钱以明. 高层建筑空调与节能[M]. 上海:同济大学出版社,1990

能出现位置的重要参考环路,本文以最大阀位环路的重整化阀位域为参考进行压差设定值的重整化,不仅可获得理想的水泵节能效果,也可避免最不利热力环路的出现。

参考文献:

- [1] Hartman T B. Design issues of variable chilled-water flow through chillers[G]// ASHRAE Trans,1996,102: 679-683
- [2] Liu M. Variable water flow pumping for central chilled water systems[J]. ASME Journal of Solar Energy Engineering, 2002, 124(8):300-304
- [3] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1993
- [4] 乐有奋,王清平. 表冷器热工计算新方法——水侧热交换效率法[J]. 暖通空调,2005,35(7):122-126