

变风量空调系统设计中若干问题的探讨

阿自倍尔自控工程(上海)有限公司 廖丽红[☆]

摘要 介绍了变风量空调系统风道设计的特征。通过分析变风量末端装置的可调比和风量测量性能,探讨了变风量末端装置选用对变风量空调控制的影响。比较了弯头组合式分流三通和 T 形分流三通的性能,建议变风量空调风道系统使用弯头组合式分流三通。从风机能耗的角度探讨了环状风道设计对变风量空调系统的影响。

关键词 变风量空调系统 风道 分区 变风量末端装置 可调比 风量测量 分流三通 环状风道

Issues of VAV air conditioning system design

By Liao Lihong[★]

Abstract Presents the characteristics of duct design for VAV air conditioning systems. By analysing the rangeability and airflow volume measurement of VAV terminal devices, discusses the effect of VAV terminal device selection on VAV air conditioning system control. Compares the performances of combined elbow diverging duct and T-shape diverging duct, and recommends the combined elbow diverging duct in VAV air conditioning duct systems. From the perspective of fan's energy consumption, analyses the influence of loop duct design on VAV air conditioning systems.

Keywords VAV air conditioning system, duct, zoning, VAV terminal device, rangeability, airflow volume measurement, diverging duct, loop duct

★ Azbil Control Solutions (Shanghai) Co., Ltd., Shanghai, China

①

0 引言

变风量空调系统以其可利用新风冷却、低噪声、无需在居住区进行维护保养、良好的室内空气质量等优点,在各类办公、商业建筑中得到越来越多的应用。而变风量空调系统的风道设计成为决定其性能优劣的关键。相比传统的定风量全空气空调系统,变风量空调系统的风道设计有其特殊之处。本文就变风量空调系统的风道设计作一些探讨。

1 变风量空调系统风道的特征

变风量空调系统是在定风量空调系统的基础上发展起来的^[1],因此,定风量空调系统的风道系统所具有的特征变风量空调系统基本都具有。所以在设计变风量空调系统的风道系统时,首先要遵循定风量空调系统的设计方法。更确切地说,就是不要让变风量末端装置承担风道系统设计工况下的阻力平衡功能。这样,变风量空调系统在施工验收时,将变风量末端装置的风阀全开,通过测量变风量末端装置的风量就可以验收变风量空调系统

的设计风量。这是变风量空调系统风道系统的特征之一。

有人认为变风量末端装置具有风量调节的功能,变风量空调系统的风道可以不作阻力平衡设计,这是一种误解。应该明确指出,变风量末端装置在功能上应该仅起非设计工况下风量调节的作用。

有的设计人员在风道设计时不进行管道阻力平衡计算,仅在每个变风量末端装置前设置手动风阀(VD, volume damper),将设计工况下的阻力平衡全部寄希望于手动风阀,这也是不可取的。当有的管段出现负压,发生吸风现象时,装有手动风阀也无济于事。

①[☆] 廖丽红,女,1977年7月生,大学,工程师,科长
200235 上海市徐汇区柳州路928号百丽国际广场12层阿自倍尔自控工程(上海)有限公司
(021) 50905580
E-mail:l.liao_gh@cn.azbil.com
收稿日期:2013-11-26
一次修回:2014-02-17
二次修回:2014-05-06

在各种风道阻力计算方法中,最适合变风量空调系统的是静压复得法。因为变风量末端装置是否承担风道系统在设计工况下的阻力平衡功能,以及承担多少阻力平衡功能,取决于风道的静压分布。

变风量末端装置的额定风量是在定压差条件下给出的,所以其工作时也希望维持相同的压差,以维持其行程(风阀全开至全闭的转动角)不变。维持变风量末端装置的行程不变是变风量空调系统风道系统的特征之一。

变风量空调系统的风道系统与定风量空调系统的不同之处在于,变风量空调系统的风道系统设计时可以不考虑同时使用系数。这也是变风量空调系统风道系统的特征之一。

变风量空调系统设计中引进了分区(zoning)的方法,这一点与定风量空调系统设计不同。变风量空调系统设计中可将负荷变化趋势一致的空调分区划归为一个变风量空调系统,在这个变风量空调系统内同时负荷率为1或者接近于1。在这种场合,变风量空调系统的风道系统设计不考虑同时使用系数。

如果遵循将负荷变化趋势一致的空调分区划归为一个变风量空调系统的原则,在变风量空调机组选型时也不考虑同时使用系数,变风量空调系统将不需要末端再热,由此可避免冷热抵消而造成能量损失。

将空调系统的外区和内区划分到同一个变风量空调系统中时,尽管负荷变化趋势不一致,但是这不同于将不同朝向的外区划分到同一变风量空调系统时会出现错峰的状况,内区空调设计负荷被认为没有峰值,所以不会出现错峰,同样可以不考虑同时使用系数。

对于外区有可能同时出现供冷供热需求的空调系统,不推荐将外区和内区划分到同一个变风量空调系统的设计方案。图1为ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1-2004中给出的独立供冷供热系统。在这个示例中,外区和内区分别设置不同的空调系统。各外区按朝向分别设置单独的空调系统,各末端装置不设再热器。各内区共用一个变风量空调机组。

当外区也采用变风量空调系统时,外区和内区宜分别设置不同的空调风道系统。外区按朝向设

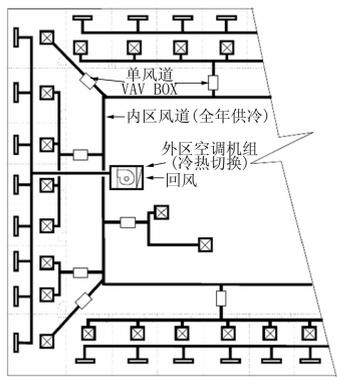


图1 独立供冷供热系统[2]

置独立的空调风道系统是变风量空调系统风道系统的特征之一。

按负荷变化趋势划分变风量空调系统是变风量空调设计中十分重要的工作,它直接影响到变风量空调系统的运行控制。

变风量空调机组输出显热量由下式计算:

$$Q = L\rho c(t_i - t_s) \quad (1)$$

式中 Q 为空调机组的输出显热量, W ; L 为风机风量, m^3/s ; ρ 为空气密度, kg/m^3 ; c 为空气比热容, $J/(kg \cdot K)$; t_i 为室内空气温度, $^{\circ}C$; t_s 为空调送风温度, $^{\circ}C$ 。

由式(1)可知,变风量空调系统可通过改变风机风量和改变空调机组送风温度两个途径来调节空调机组的输出显热量。当变风量末端装置的风量不能调节时,可通过调节空调机组的送风温度来满足负荷调节需要。变风量末端装置有一个风量下限,当风量达到下限时,要进一步调节空调负荷有两种处理方式:1) 变风量末端装置附带再热装置,进行加热;2) 提高空调机组送风温度。

同一时刻同一台变风量空调机组只能有一个送风温度。当各空调分区的负荷变化趋势不一致时,就有可能出现一部分变风量末端装置要求降低送风温度,而另一部分变风量末端装置要求提高送风温度的情况,对于末端不带再热装置的变风量空调系统来说,此时空调机组将无法同时满足两方面的需求^[3]。因此末端不带再热装置的变风量空调系统应按朝向分区。

对于末端带再热装置的变风量空调系统,可通过末端再热来满足室温控制要求。当冷风由人工冷源产生时,末端再热就造成了冷热抵消的能量浪费。因此变风量空调系统应尽量设计成图1所示

的独立供冷供热系统,用改变空调机组送风温度的方式来避免冷热抵消造成能量浪费。

变风量空调系统的回风有两种不同的设计方法,一种是设置回风机,另一种是不设回风机,只设排风机。

风机功率由下式计算:

$$N = \frac{\Delta p L}{\eta} \quad (2)$$

式中 N 为风机功率, W; Δp 为风机压头, Pa; η 为风机效率。

设置回风机时,变风量空调系统的总风机压头 Δp 为送风机压头 Δp_s 与回风机压头 Δp_r 之和。

$$\Delta p = \Delta p_s + \Delta p_r \quad (3)$$

风机噪声由下式计算:

$$L_p = L_s + 10 \lg \left[L \left(\frac{\Delta p}{g} \right)^2 \right] \quad (4)$$

式中 L_p 为风机的 A 声级噪声, dB; L_s 为风机的比噪声, dB; g 为自由落体加速度, 9.81 m/s^2 。

由式(3)和式(4)可知,降低风机全压对降低变风量空调系统的风机噪声十分有效。

一种观点认为,不设回风机的主要原因是采用送、回风双风机的变风量空调系统的回风阀前后压差很大,回风阀很难调节^[4]。事实上,只要回风阀能满足设计要求,这个问题就不会出现。

2 变风量末端装置的可调比

变风量末端装置的可调比是指最大可控风量和最小可控风量之比。可调比越大,前述的使用末端再热的频率越小,变风量空调系统越节能。如同调节阀的可调比,变风量末端装置的可调比也是表征其调节性能的重要参数。

如某个 5# 变风量末端装置的最大可控风量为 $600 \text{ m}^3/\text{h}$,最小可控风量为 $85 \text{ m}^3/\text{h}$,则其可调比为 7:1。如果选用这个型号的变风量末端装置,最大设计风量定为 $500 \text{ m}^3/\text{h}$,则其可调比为 6:1。可见,选用过大型号的变风量末端装置将使其可调比变小。

变风量末端装置的实际可调比与末端压差有关。由于变风量末端装置带有风速计,所有的风量调节都是在风速计工作范围内进行的,末端压差的改变虽然会影响风阀开度,但不会影响风速计的工作范围。

同时,变风量末端装置制造商样本上标示的最

小可控风量并不等于实际工程中的最小可控风量。因为变风量末端装置的最小可控风量不仅与其风速传感器有关,还与其 DDC(direct digital control)控制器有关。

比如上述的 5# 变风量末端装置与 DDC 控制器配套后的最小可控风量为 $110 \text{ m}^3/\text{h}$,最大设计风量为 $500 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,该变风量末端装置的可调比就减小到 4.5:1。

近年来,在世界各国修改了室内 CO_2 允许浓度标准之后^[5-6],变风量末端装置的设计下限风量被调低,一些根据室内 CO_2 浓度控制的变风量空调工程的变风量末端装置的设计下限风量甚至被设定为 0,打破了设计下限风量为最大设计风量的 30% 的传统。所以变风量末端装置的可调比也被要求越来越大。因此,正确选用变风量末端装置也显得越加重要。

变风量末端装置的行程(风阀全开至全闭的转动角)是与其可调比相关的一个参数。理想状态下,变风量末端装置的行程上限(风阀全开状态)对应着最大设计风量。前面提到的“不要让变风量末端装置承担风道系统设计工况下的阻力平衡功能”只是一个设计目标。实际上,变风量末端装置会承担设计工况(定风量条件)下的部分阻力平衡功能。

变风量末端装置的风阀执行器有固定的全行程转动角。对应着其全行程转动角,风阀执行器还有固定的步距角。在定压差条件下,每个步距角对应着相应的风量变化。

例如,某一风阀执行器的全行程转动角为 95° ,使用 8 位(bit)的定位器, 95° 的全行程转动角被均分为 255 个细分步距角。风阀执行器每次都将转动整数倍的细分步距角。由于风阀的有效转动角最大只有 90° (直角),所以有效步距角最大只有 241 个细分步距角。在理想状态下,风阀全开时的最大可控风量为 $600 \text{ m}^3/\text{h}$,每个细分步距角的风量变化量为 $2.49 \text{ m}^3/\text{h}$ 。为简化理解,这里未考虑风阀的压差流量特性。

假如 80% 的有效步距角用于承担变风量空调系统的风道系统在设计工况(定风量条件)下的阻力平衡功能,只有 20% 的有效步距角承担定压差条件下的变风量调节,那么可用于变风量调节的只有 48 个细分步距角。也就是说,所有的变风量调节只在这 48 个细分步距角中进行。如果变风量末

端装置设计最大风量为 $600 \text{ m}^3/\text{h}$, 则每个细分步距角的风量变化量为 $12.50 \text{ m}^3/\text{h}$ 。由此可见, 让变风量末端装置过多地承担系统阻力平衡功能, 将使其风量调节变得十分粗糙。

考虑到变风量末端装置的控制器的基本都使用 PI(比例积分)调节来调节风量, 每个细分步距角的风量变化直接影响 PI 调节的比例积分参数设定。为了减小控制器出厂预设 PI 调节参数的不适应性, 变风量末端装置不宜承担变风量空调系统的阻力平衡功能。如果控制器出厂预设 PI 调节参数不合适, 加上变风量末端装置的风量调节过于粗糙, 变风量末端装置将不能很好地控制室温。

变风量空调系统的静压控制也影响到变风量末端装置每个细分步距角的风量变化量。过高的主风道静压会减少变风量调节的可用细分步距角。所以尽量降低变风量空调系统的静压, 不仅是为了降低风机能耗, 也是为了提高变风量末端装置的调节能力。

3 变风量末端装置的风量测量能力

影响变风量末端装置选型的主要因素是其可调比, 而决定可调比的主要因素是变风量末端装置的风量测量能力。

第一代变风量末端装置使用皮托管测量其喉口动压, 进而计算风量。

$$L_v = vA = \left(\frac{2\Delta p_v}{\rho F} \right)^{0.5} A \quad (5)$$

式中 L_v 为变风量末端装置的风量, m^3/s ; v 为变风量末端装置的喉口风速, m/s ; A 为变风量末端装置的喉口面积, m^2 ; Δp_v 为皮托管风速计的输出动压, Pa ; F 为皮托管风速计的放大系数, $F = 0.9 \sim 3.5$ 。

根据实测研究报告^[7], 变风量末端装置的皮托管风速计可测量低至 $0.25 \text{ m}/\text{s}$ 的风速, 皮托管风速计本身不成为影响变风量末端装置可调比的因素。问题出在将皮托管风速计的输出动压转变为 DDC 控制器所需数字信号的模数转换器(A/D converter)上。该研究报告指出, 使用 8 位(bit)模数转换器时, 在风速 $2.037 \text{ m}/\text{s}$ 时读数误差高达 10% ^[7]。

对一个放大系数为 3.0 的皮托管风速计, 与一个量程为 300 Pa 、配有 8 位模数转换器的差压传感器的配套装置进行理论分析计算可知, 当风速为

$2.557 \text{ m}/\text{s}$ 时, 该配套装置的风速读数误差为 $(+5.1\%, -4.9\%)$ 。也就是说, 该配套装置理论上只可用来测量 $2.5 \text{ m}/\text{s}$ 以上的风速。

图 2 给出了该理论分析的输出动压计算值与计算风速值的对应关系。当 $0 \text{ m}/\text{s}$ 为第一个输出值时, 第二个输出值为 $0.8 \text{ m}/\text{s}$ 。这说明小于 $0.8 \text{ m}/\text{s}$ 的风速测量值输出为零, 也就是说小于 $0.8 \text{ m}/\text{s}$ 的风速不可测量。

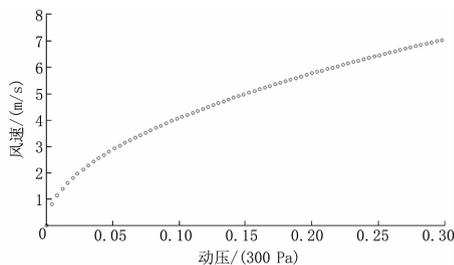


图 2 8 位分辨率的风速测量值

考虑到皮托管风速计的输出动压误差, 皮托管风速计的测量范围一般要求 $\geq 3 \text{ m}/\text{s}$ ^[1]。

如果变风量末端装置的最大入口风速规定为 $10 \text{ m}/\text{s}$, 皮托管风速计的最小测量风速限制为 $3 \text{ m}/\text{s}$, 那么这个变风量末端装置的可调比就为 $3.3:1$ ($10:3$)。当变风量末端装置的选型风量对应的入口风速小于 $9 \text{ m}/\text{s}$ 时, 其可调比就小于 $3:1$ 了。这个可调比小于传统设计使用的变风量末端装置的可调比。这就是装配皮托管风速计的变风量末端装置的入口风速均在 $13 \sim 15 \text{ m}/\text{s}$ 之间的原因。

美国标准 ANSI/AHRI Standard 881-2011^[8] 和我国行业标准 JB/T 295—2010《空调变风量末端装置》^[9] 推荐的变风量末端装置的入口风速为 $10.2 \text{ m}/\text{s}$ 。因此, DDC 控制器的差压传感器不宜再使用 8 位的模数转换器。

第二代变风量末端装置不使用皮托管测量其喉口动压, 而是使用风速计直接测量其喉口风速。其最低可测风速一般为 $1.0 \text{ m}/\text{s}$ ^[1]。如果变风量末端装置的最大入口风速为 $10 \text{ m}/\text{s}$, 则第二代变风量末端装置的可调比为 $10:1$ 。可见, 第二代变风量末端装置的调节能力远优于第一代变风量末端装置。

第二代变风量末端装置的风速计多采用脉冲输出信号, 所以 DDC 控制器在接受其风速信号时直接读入数字信号, 不使用模数转换器。以某螺旋

桨风速计^[1]为例,其分辨率为 0.125(m/s)/Hz,低风速时的分辨率不会影响风速测量下限。

4 分流三通

变风量空调系统风道设计中常用到分流三通。国外常用的分流三通有弯头组合式分流三通(见图 3)和单侧 45°斜接 T 形分流三通(见图 4)两种。图中 W_i 为风管宽度; Q_i 为风量; v_i 为风速。

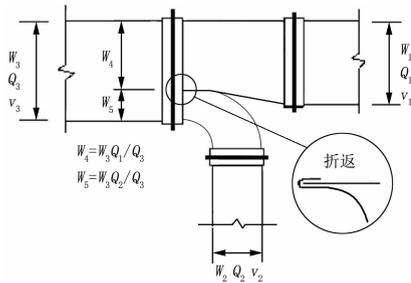


图 3 弯头组合式分流三通

对于变风量空调系统,当直风管宽度 W_1 大于 150 mm 时,建议使用弯头组合式分流三通,因为其具有导流作用,利于气流分流。

由图 3 可知,支风管(宽度 W_2)内气流流动的动力除了主风管与分流支风管的静压差外,还有主风管内气流的动能 $\rho v_3^2/2$ 转换成的静压,附加在分

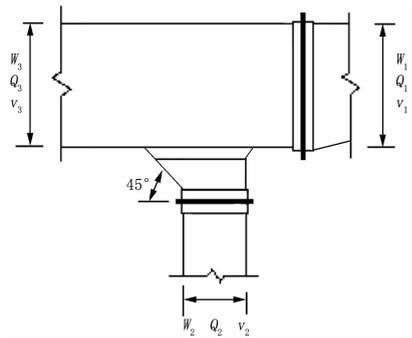


图 4 单侧 45°斜接 T 形分流三通

流支风管的静压上。因此弯头组合式分流三通的分流局部阻力小于单侧 45°斜接 T 形分流三通。

由图 4 可知,支风管(宽度 W_2)内气流流动只能借助于主风管风速 v_3 与直风管风速 v_1 的速度差产生的静压复得。

例如,主风管尺寸为 800 mm×320 mm,风量 $Q_3=6\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$,风速 $v_3=6.51\ \text{m/s}$;直风管尺寸为 630 mm×320 mm,风量 $Q_1=4\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$,风速 $v_1=5.51\ \text{m/s}$;支风管尺寸为 400 mm×320 mm,风量 $Q_2=2\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$,风速 $v_2=4.34\ \text{m/s}$ 。查表 1 和表 2,可得弯头组合式分流三通和单侧 45°斜接 T 形三通的分流局部阻力因数 ζ 分别为 0.101 和 0.687。

表 1 弯头组合式分流三通的局部阻力因数^[10]

主风管→直风管								
v_1/v_3	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6
ζ	0.249	0.112	0.05	0.063	0.15	0.31	0.547	0.856
主风管→支风管								
x	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6
ζ	0.256	0.12	0.072	0.112	0.24	0.456	0.76	1.152

注: $x=(\frac{W_2}{h_2})^{0.5} \frac{v_2}{v_3}$, h_2 为支风管的高度;局部阻力 $\Delta p_T = \zeta \frac{\rho v_3^2}{2}$ 。

表 2 单侧 45°斜接 T 形分流三通的局部阻力因数^[10]

主风管→直风管									
v_1/v_3	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0
ζ	0.4	0.32	0.26	0.20	0.14	0.10	0.06	0.02	0
主风管→支风管									
v_2/v_3	Q_2/Q_3								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	0.91								
0.4	0.81	0.79							
0.6	0.77	0.72	0.70						
0.8	0.78	0.73	0.69	0.66					
1.0	0.78	0.98	0.85	0.79	0.74				
1.2	0.90	1.11	1.16	1.23	1.03	0.86			
1.4	1.19	1.22	1.26	1.29	1.54	1.25	0.92		
1.6	1.35	1.42	1.55	1.59	1.63	1.50	1.31	1.09	
1.8	1.44	1.50	1.75	1.74	1.72	2.24	1.63	1.40	1.17

注:表中给出的是主风管与直风管截面积相等条件下的局部阻力因数,即 $A_1=A_3$;局部阻力 $\Delta p_T = \zeta \frac{\rho v_3^2}{2}$ 。

主管风速较大时,弯头组合式分流三通可以获得较大的静压复得,这对于避免主管因风速较大引起吸风现象十分有效。

主管高度与支风管相差较大时,弯头组合式分流三通难以制作。不得已采用单侧 45° 斜接 T 形分流三通时,可考虑加装分流调节风阀,以避免因主管风速较大而产生吸风现象。

图 5 中,曲线 A 为圆形风管 T 形分流三通的局部阻力因数变化曲线,曲线 B 为圆形风管 Y 形分流三通的局部阻力因数变化曲线,曲线 C 为矩形风管弯头组合式分流三通的局部阻力因数变化曲线。

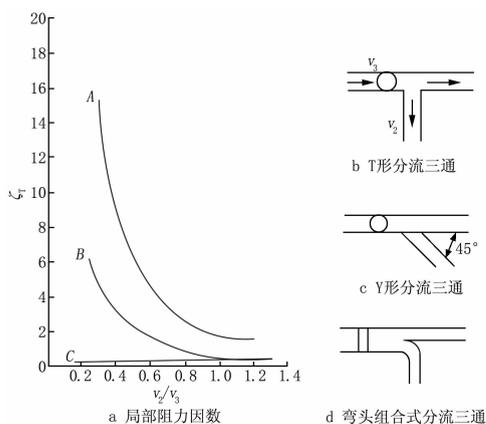


图 5 分流三通风速变化引起的局部阻力因数变化^[11]

由图 5 可知,T 形分流三通的局部阻力因数随支风管与主管风速比的变化而变化。支风管与主管的风速比越小,T 形分流三通的局部阻力因数越大,越容易引起吸风现象。

而弯头组合式分流三通的局部阻力因数变化很小。支风管与主管的风速比越小,弯头组合式分流三通的局部阻力因数越小。因为主管内有更多的动能转换成静压,从而使得分流局部阻力因数更小。

所以变风量空调系统的主风管,特别是接近空调机组的风速较大的风管,不适合使用 T 形分流三通,更适合使用弯头组合式分流三通。如因大风管的弯头组合式分流三通不易制作,特意选用 T 形分流三通时,应考虑加装分流调节风阀,以避免引起吸风现象。

5 环状风道

在变风量空调系统中,环状风道作为一项节能技术在许多工程中被应用。图 1 所示就是一典型例子。

采用环状风道的最大好处是可降低空调机组风机的全压,从而可降低风机的功耗和噪声。另一个好处是可减小主风道内的静压差,起到均压的作用,这对于确保变风量末端装置的工作压力是十分重要的。

如图 6 所示,枝状风道的设计主风道全压损失左翼为 60 Pa,右翼为 100 Pa。变风量空调机组风

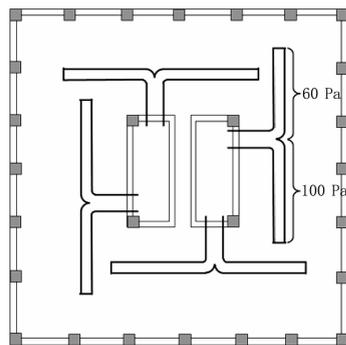


图 6 枝状风道的阻力损失

机的压头须满足右翼 100 Pa 全压损失的要求。对于左翼来说,多余的 40 Pa 全压就转换成静压全部作用在左翼风道的变风量末端装置上。左翼风道的变风量末端装置必须耗费一部分行程来应对这部分多余的静压,既增加了风机能耗,又降低了变风量末端装置的调节性能。

如图 7 所示,环状风道左右两翼的设计主风道全压损失均为 80 Pa。对照图 6 可知,左翼风道长

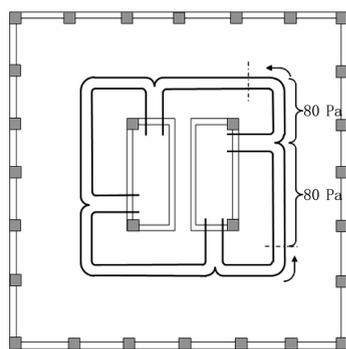


图 7 环状风道的阻力损失

度延长,全压损失增加了 20 Pa,右翼风道长度缩短,全压损失减少了 20 Pa,左右两翼实现了均压。变风量空调机组的风机全压减少了 20 Pa,能耗和噪声均降低。

实测表明,环状风道比枝状风道可减少风机能耗 10% 以上^[12]。

环状风道适合应用于变风量空调系统,并不意

意味着环状风道适合配备一台变风量空调机组。对照图 7 和图 8 可知,减少空调机组将增加主风道的全压损失,不仅增大风机能耗和噪声,还增大了对变风量末端装置调节性能的影响。

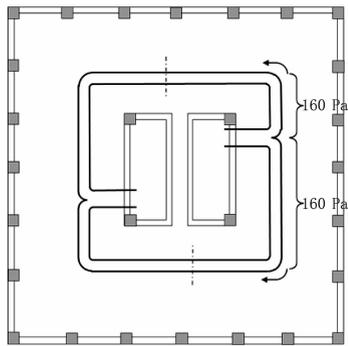


图 8 多机房对环状风道阻力损失的影响

6 结论

6.1 变风量空调系统的风道系统具有以下特征:

1) 变风量末端装置不应承担变风量空调系统风道系统在设计工况下的阻力平衡功能;

2) 变风量空调的风道系统设计要力求维持变风量末端装置的行程不变;

3) 按朝向分区时,变风量空调的风道系统设计时可不考虑同时使用系数;

4) 外区和内区宜分别设置不同的空调风道系统,外区宜按朝向设置独立的空调风道系统;

5) 变风量空调的风道系统设计回风机时可降低风机噪声。

6.2 变风量末端装置的可调比决定了变风量空调系统的调节性能,因此变风量末端装置的型号选用直接影响变风量空调的控制效果。

6.3 变风量末端装置的风量测量性能影响其选型和可调比。

6.4 变风量空调风道系统建议使用弯头组合式三通,不使用 T 形三通。

6.5 内区的风道系统采用环状风道可降低主风道的静压,减少风机能耗。

参考文献:

- [1] 叶大法,杨国荣. 变风量空调系统设计[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2007
- [2] ASHRAE, IES. ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1-2004 user's manual[S]. Atlanta:ASHRAE,2004
- [3] Chen Xiangyang, Kamimura Kazuyuki. Vote method of deciding supply air temperature setpoint for VAV air-conditioning system[G]//ASHRAE Trans,2001, 107(1):82-92
- [4] 孙宁,李吉生,彦启森. 变风量空调系统设计浅谈[J]. 暖通空调,1997,27(5):53-59
- [5] 中国疾病预防控制中心环境与健康相关产品安全所,中国环境科学研究院环境标准研究所,中国疾病预防控制中心辐射防护安全所. GB/T 18883—2002 室内空气质量标准[S]. 北京:中国标准出版社,2002
- [6] ASHRAE. ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2010 Ventilation for acceptable indoor air quality [S]. Atlanta:ASHRAE,2010
- [7] Pacific Gas and Electric Company. Stability and accuracy of VAV terminal units at low flow [R]. Emerging Technologies Program, Application Assessment Report #05xx, 2007
- [8] AHRI. ANSI/AHRI Standard 881-2011 Performance rating of air terminals [S]. Arlington: AHRI,2011
- [9] 中国建筑科学研究院. JB/T 295—2010 空调变风量末端装置[S]. 北京:中国标准出版社,2010
- [10] 日本空气調和衛生工学会. 空气調和衛生工学便覧 [M]. 14 版,東京:日本空气調和衛生工学会,2010
- [11] 澤登龍彦,窪田英樹. 風管系の風量調整[J]. 衛生工学,1967,15(8):9-28
- [12] 陈向阳. 北京发展大厦空调系统节能改造效应[J]. 建设科技,2007(10):42-43