

有关《地下商场空调设计问题》一文的商榷

湖南大学 殷平[☆]

摘要 指出在分析计算暖通空调产品性能时,必须遵守国家标准的有关规定。采用增加表冷器排数的方法可以实现空调系统的风侧大温差,但是表冷器的空气阻力随着排数的增加直线上升,表冷器阻力的增加明显抵消了空调大温差系统的节能效果。因此,采用空调大温差技术时,需要对具体问题进行分析,以确定最佳的方案。10 排和 10 排以上的表冷器采用串联方式布置不合理,会导致表冷器性能明显恶化;地下建筑空调系统采用换气次数法来确定空调系统的总送风量是不合理的设计方法。地下商场人均占有的使用面积宜采用《公共建筑节能设计标准》的推荐值。

关键词 地下商场 设计方法 问题商榷

Discussion on Some issues in air conditioning design for underground stores

By Yin Ping[★]

Abstract Points out that the relevant provisions of national standards must be complied with in analysis of HVAC product performance. Supply air temperature difference will increase with an increase in coil rows, but air pressure drop will increase rapidly, which obviously offsets energy saving effects. Therefore, when using air conditioning large temperature difference technology, a specific analysis is essential to reach the optimized scheme. A series layout is unreasonable for ten or more rows of air cooling coils and will lead to a remarkable deterioration of the cooling performance. It is unreasonable for an air conditioning system in underground spaces to use the air changes method to determine the total air supply volume. The occupant density in an underground store should be determined based on the *Design standard for energy efficiency of public buildings*.

Keywords underground store, design method, discussion

★ Hunan University, Changsha, China

①

0 引言

《暖通空调》2004 年第 2 期发表的《地下商场空调设计问题探讨》^[1] 文章是一篇探讨地下建筑空调系统设计方法的论文,笔者在学习此文过程中,感到对此文提出的若干观点难以苟同,由于这些观点涉及到暖通空调设计中的一些原则性问题,其中一部分问题在国内已发表的其他论文中也有类似论述,有些问题则是国外著作中的观点,还有一部分则是论文作者的新观点,笔者认为这些观点很有

必要提出来加以商榷、讨论。另外文章中出现多处与工程实际大相径庭的数据,疑似笔误,以下按文章的顺序,依次提出加以讨论。

1 商榷之一

文献[1]为了说明地下商场空调系统存在的问

①☆ 殷平,男,1944 年 3 月生,大学,教授
410012 湖南省长沙市岳麓山湖南大学
(0) 13902250756
E-mail: pingyin@vip.sina.com
收稿日期:2006-03-20

题以及建议采用的空调措施,以南京某地下商场为例进行讨论。这道例题给出的基本数据与实际情况不同,需要加以讨论。

文献[1]给出的地下商场,夏季人流密度为 1 人/m²,新风量为 15 m³/(人·h)时,余热量为 687.5 kJ/m²(笔者认为这里给出的余热量为室内空调冷负荷,单位上出现了明显的笔误,该例题室内空调冷负荷 Q 应为 687.5 kJ/(m²·h),即 191 W/m²,这样才比较符合实际情况),热湿比 ε 为 927 kJ/kg。如果按照这些基本数据计算,该商场的单位面积散湿量 W 为

$$W = \frac{Q}{\epsilon} = \frac{687.5 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})}{927 \text{ kJ/kg}} \\ = 0.74 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$$

如果地下商场空调面积为 10 000 m²,每 h 的散湿量将达到 7 416 kg,即 7.4 t,令人不可思议。如果按照文献[1]给出的参数进行计算,热湿比应为

$$\epsilon = \frac{55.5 \text{ kJ/kg} - 36.4 \text{ kJ/kg}}{0.0119 \text{ kg/kg} - 0.00696 \text{ kg/kg}} \\ = 3866 \text{ kJ/kg}$$

热湿比 927 的单位可能是 kcal/kg,3 866 kJ/kg 换算为工程单位,等于 923.5 kcal/kg,与例题给出的已知条件基本相符。

另外文献[1]图 1 中的 h_s=55.5 kJ/kg 应为 h_N=55.5 kJ/kg。

2 商榷之二

文献[1]认为:“调温除湿空调机组,可以根据空气处理温差(焓差)来选定机组蒸发器(笔者认为应该是表冷器,下同),蒸发器的管排数与温差(或焓差)一般有如下关系(标准大气压下,室内温度为 27℃,相对湿度为 60%,迎面风速为 2~2.5 m/s,直通管(笔者注:此处应是紫铜管的录入错误)管径为 9.8 mm,铝串片间距为 4 mm 时的数据):4 排 7~8℃(Δh=12.6 kJ/kg),6 排 9~10℃(Δh=15.9 kJ/kg),8 排 10~11℃(Δh=17.2 kJ/kg),10 排 11~12℃(Δh=18.8 kJ/kg),12 排 12~13℃(Δh=23.0 kJ/kg),16 排 15~17℃(Δh=35.6 kJ/kg)。可见增加表冷器的排数,可以增加机组进出口空气的温差和焓差,它是解决地下商场空调系统大温差要求的重要途径之一。”

国内暖通空调界的一些专业人员在著书撰文、

分析计算暖通空调产品时,往往容易忽视国家标准的有关规定,因此出现一些偏离国家标准规定的不合理观点也就司空见惯了。文献[1]的这段论述就是一个典型的例子。

目前已经颁布执行的空调机组国家标准是《组合式空调机组》(GB 14294—93)^[2],国产空调机组应执行这一标准。文献[1]上述观点中有两点与国家标准不符。其一为标准工况,国家标准规定的标准工况是干球温度 27℃,湿球温度 19.5℃,而不是“室内温度为 27℃,相对湿度为 60%”;其二是国家标准规定“机组的额定供冷量的空气焓降不小于 17 kJ/kg,新风机组的空气焓降不小于 34 kJ/kg”,文献[1]给出的最小空气焓降只有 12.6 kJ/kg(按照文献[1]给出的工况,空气焓降应高于标准工况),远远低于国家标准的规定,表冷器的排数要增加到 8 排才满足要求。实际上文献[1]给出的各种排数的表冷器的焓降都远远低于符合国家标准规定的合格的表冷器的焓降。

为满足地下商场空调系统大温差的要求,文献[1]建议采用增加表冷器排数的方法,表冷器的排数可以多达 16 排。笔者曾经对多排数的低温送风大温差的表冷器进行过试验,表 1 是试验结果。

表 1 多排数低温送风大温差表冷器的试验结果

		表冷器排数		
		8	10	12
风量/(m ³ /h)		2 850	2 863	2 873
进风参数	干球温度/℃	27.22	26.98	27.11
	湿球温度/℃	19.58	19.53	19.61
迎风面风速/(m/s)		2.48	2.49	2.50
管内水速/(m/s)		0.99	0.99	1.07
冷水参数	冷水初温/℃	1.95	2.04	2.05
	冷水温升/℃	10.00	9.95	9.97
出风参数	干球温度/℃	8.60	7.21	6.05
	湿球温度/℃	8.48	7.05	5.95
传热系数/(W/(m ² ·℃))		52.84	52.72	52.50
通用换热效率		0.984	0.979	0.987
换热效率系数		0.737	0.793	0.840
空气阻力/Pa		190	226	279
水阻力/kPa		31	46	64
冷量/kW		27.2	30.2	32.7

由表 1 可以看出,采用增加表冷器排数的方法可以实现空调系统的风侧大温差,但是表冷器的空气阻力随着排数的增加大幅度增加。空调大温差技术的初衷原本是为了节能,表冷器空气阻力的增加明显地抵消了空调大温差的节能效果。因此,是否采用空调大温差技术,需要对具体工程进行具体分析,当空调设计出风参数要求的表冷器的排数超

过 8 排时,是采用增加表冷器的排数,还是增大表冷器的迎风面面积的方法来获得风侧大温差,冷水侧大温差是否也同时采用,这些都是需要通过详细的经济分析才能确定的。

3 商榷之三

文献[1]认为:“管排数超过 8 排时采用两组串联(对空气流程而言)的方式,制冷剂直接蒸发,冷却效果好,其工作原理和空气处理过程见图 2。”这句话,从字面上和文献[1]中图 2 看,似乎是指直接蒸发式空气换热器的布置方式,但是由于直接蒸发式空气换热器不会用到 8 排以上的布置方式,而且图 2 也没有串联的换热器,联系上文,这里应该指的是表冷器。

多排数的表冷器采用串联方式,实际上并非新观点。这种布置方式国内外都有,最引人注目的还要属文献[3]的观点,这本由 ASHRAE 出版的设计指南指出:“在一些要求采用 12 排或更多排盘管工程中,为了便于清洗,常常采用多个或分开的盘管。例如,一个 12 排的盘管用 2 个 6 排盘管来替代。”实际上,表冷器的这种组合方式是大温差空调系统中的不合理做法。由于表冷器一般均采用偶数排数,因此当表冷器的排数超过 8 排时,有以下几种组合方式: $6+4=10$, $6+6=12$, $6+8=14$, $8+8=16$ 。

常规空调系统表冷器一般是空气侧串联,水侧并联,即串联的 2 台表冷器的冷水初温、冷水温升相同。

表 2 给出了两种表冷器串联组合,在标准工况

表 2 表冷器串联计算结果

	表冷器串联排数		表冷器串联排数		表冷器排数
	4	6	6	6	8
进风干球温度/℃	27	14.4	27	11.9	27
进风湿球温度/℃	19.5	13.8	19.5	11.3	19.5
进风比焓/(kJ/kg)	55.4	38.6	55.4	32.2	55.4
冷水初温/℃	7	7	7	7	7
冷水温差/℃	5	5	5	5	5
迎风面风速/(m/s)	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
出风干球温度/℃	14.4	10.5	11.9	10.7	10.4
出风湿球温度/℃	13.8	10.4	11.3	10.7	9.8
出风比焓/(kJ/kg)	38.6	30.3	32.2	30.8	28.7
风量/(m ³ /h)	10 000	10 000	10 000	10 000	10 000
水流速/(m/s)	0.90	0.95	0.99	0.63	0.95
冷量/kW	56.2	27.6	77.3	4.9	89.1
空气阻力/Pa	135	181	181	181	218
水阻力/kPa	12.27	23.1	18	50	13.4

下采用符合国家标准^[2]的表冷器的试验公式,利用计算机模拟所得结果。

由表 2 可以看出,当 10 排表冷器采用 4+6 串联组合时,其热工性能接近 8 排表冷器,但是冷量小于 8 排表冷器,空气阻力和水阻力均大于 8 排表冷器。当 12 排表冷器采用 6+6 串联组合时,其热工性能比 8 排表冷器还差,尤其是第二台 6 排表冷器性能极差,冷量只有单台 6 排表冷器冷量的 6% 左右。空气阻力和水阻力则明显大于 8 排表冷器。

增加表冷器排数的目的是为了获得更低的机器露点,即更大的冷量和更大的除湿量。根据传热学的基本理论,表冷器排数增加,冷量增加的主要原因还是由于表冷器传热面积的增加。如果所需要的大焓差已经超过 8 排表冷器标准工况下的空气处理能力,只要不是空间尺寸受到限制,从经济性考虑,当表冷器排数超过 8 排时,与其增加排数,不如增大表冷器的迎风面面积。表 3 是两种方式的比较。由表 3 可以看出,10 排表冷器的空气处理能力如果由 8 排表冷器实现,只需要将 8 排表冷器的迎风面风速从 2.5 m/s 减小到 1.95 m/s 即可满足要求,这时 10 000 m³/h 表冷器的高度需要增加 0.3 m,或者高度不变,宽度增加,而空调机组的长度减小了 0.25 m,空气阻力则从 259 Pa 减小到 144 Pa,能耗明显下降。

表 3 表冷器不同布置方式的性能比较

	表冷器排数	
	8	10
进风干球温度/℃	27	27
进风湿球温度/℃	19.5	19.5
进风比焓/(kJ/kg)	55.4	55.4
冷水初温/℃	7	7
冷水温差/℃	5	5
迎风面风速/(m/s)	1.95	2.50
出风干球温度/℃	8.9	8.9
出风湿球温度/℃	8.3	8.3
出风比焓/(kJ/kg)	25.6	25.6
风量/(m ³ /h)	10 000	10 000
水流速/(m/s)	1.30	1.30
冷量/kW	100.3	100.3
空气阻力/Pa	144	259
水阻力/kPa	40	34

4 商榷之四

文献[1]指出:“地下商场热湿负荷较大,一般

都有再热负荷,用常规的送风温差法计算送风量、选择空调器不能保证室内空气参数达到设计要求。所以笔者用换气次数法来确定送风量。”“分析可知增大换气次数可缩小表冷器进出口温差 Δt (或焓差 Δh)。目前在实际工程中换气次数从 5 h^{-1} 到 20 h^{-1} 都有。实践证明采用 8 h^{-1} 以下换气次数的地下商场空调效果多数较差。虽然增大换气次数可以解决地下商场空调系统大焓差(温差)问题,但是换气次数不能太大,否则送风管道会占据太多有效空间,并且能耗也大,不够经济。所以在设计中将换气次数控制在 $10\sim 15\text{ h}^{-1}$,并辅以合理的运行调节,能得到良好的空调效果。”这些引文显然是文献[1]给出的重要结论和设计方法,很值得认真探讨。

在分析这种设计方法之前,有必要提一下发表在《暖通空调》杂志上的另外一篇有关地下建筑空调设计方法的文章^[4],该文章的结论是:“取较小的换气次数和较大的新风比较节能”,文献[4]给出的工程实例,换气次数是 6 h^{-1} 。显然文献[1]和[4]的结论是截然相反的。

目前国内地下建筑,包括人防工程常常采用换气次数来确定空调的总送风量,下面有必要讨论这

表 4 根据文献[1]例题计算得到的换气次数为 $8\sim 15\text{ h}^{-1}$ 时空调系统的主要参数

换气次数/ h^{-1}	表冷器出风参数				送风点参数				混合点参数				送风量 $V/(\text{m}^3/\text{h})$	新风比 n	冷量 $Q/(\text{W}/\text{m}^2)$	再热量 $Q_R/(\text{W}/\text{m}^2)$
	$t_L/^\circ\text{C}$	$t_{LS}/^\circ\text{C}$	$h_L/(\text{kJ}/\text{kg})$	$d_L/(\text{g}/\text{kg})$	$t_S/^\circ\text{C}$	$t_{SS}/^\circ\text{C}$	$h_S/(\text{kJ}/\text{kg})$	$d_S/(\text{g}/\text{kg})$	$t_O/^\circ\text{C}$	$t_{OS}/^\circ\text{C}$	$h_O/(\text{kJ}/\text{kg})$	$d_O/(\text{g}/\text{kg})$				
8	5.8	5.7	19.9	5.6	17.1	10.9	31.4	5.6	31.1	25.4	77.4	18.0	24	0.62	460	92
10	8.9	8.8	26.5	7.0	18.6	13.0	36.5	7.0	30.1	24.4	73.3	16.8	30	0.50	468	100
12	10.7	10.5	30.5	7.9	19.8	14.2	39.8	7.9	29.3	23.7	70.6	16.0	36	0.42	481	113
15	12.1	11.9	33.9	8.6	20.9	15.3	42.9	8.6	28.3	22.9	67.3	15.2	45	0.33	502	134

注:冷量中已包括风机与管道温升热量。

文献[1]虽然指出:“采用 8 h^{-1} 以下换气次数的地下商场空调效果多数较差”,“设计中将换气次数控制在 $10\sim 15\text{ h}^{-1}$,并辅以合理的运行调节,能得到良好的空调效果”,但是并没有说明原因所在,也未具体说明究竟采用多大换气次数才正确, $10\sim 15\text{ h}^{-1}$ 次换气,对于一项工程来说,似乎范围太大。文献[4]虽然认为“取较小的换气次数和较大的新风比较节能”,但是也未具体说明换气次数究竟多少为合理。

由于文献[1]例题给出的换气次数为 5 h^{-1} 时,空调系统为全新风,而夏季人流密度为 $1\text{ 人}/\text{m}^2$,新风量为 $15\text{ m}^3/(\text{人}\cdot\text{h})$,因此可以反推出地下商

场的方法是否合理。

所谓换气次数,文献[5]给出的定义是:“单位时间内室内空气的更换次数,即通风量与房间容积的比值。”事实上,将空调系统的总送风量等同于通风量的做法是不严谨的。ASHRAE 将换气次数分成两种不同的应用场合可能更加合理^[6],即名义换气次数(nominal air exchange rate)和房间换气次数(space air exchange rate)。名义换气次数是指:采用一台空调机组为整个建筑物,或者一个区域服务时,进入建筑物或者一个区域的室外新风与整个内部容积之比。名义换气次数计算公式中的新风量包括通风换气量和渗透风量,名义换气次数指的是进入建筑物或一个空间的新风量,它不是指一栋建筑物或一个空间中每一个房间的循环风量或通风换气量。房间换气次数是指:特定的房间或区域的送风量(包括循环风量和新风量)与房间的容积之比,它常常用在送风风口和房间空气混合的评价中。

本文暂且按照换气次数等于空调系统总风量与房间的容积之比来讨论。

表 4 是根据文献[1]给出的已知条件重新计算得到的换气次数 $8\sim 15\text{ h}^{-1}$ 时空调系统的主要参数。

场的高度为 3 m 。换气次数为 8 h^{-1} 时,空调系统单位面积总风量为 $24\text{ m}^3/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ 。依此类推,如果地下商场的高度增加,室内空调冷负荷不变(不考虑建筑的传热的变化,这一部分负荷影响很小),空调系统总风量也相应增加,这显然是不合理的,因此,采用换气次数法确定空调系统总风量,将会出现室内空调负荷相同、房间高度不同的建筑,空调系统总风量不同的计算结果。

由表 4 可以看出:

1) 换气次数愈大,即送风量愈大,送风温差愈小,能耗(空调机送风机能耗,再热能耗)愈大,这也就印证了空调大温差节能的结论;

2) 室内空调负荷和新风负荷相同,表冷器冷量相同,对于地下建筑,由于热湿比较小,因此为了保证房间的设计参数,必须进行再热,换气次数愈大,再热量愈大,表冷器所承担的再热负荷愈大;

3) 表冷器的出风温度取决于冷水初温、冷水温差和表冷器结构,对于此例题,常规送风的冷水初温为 7°C ,冷水温升为 5°C ,采用 8 排表冷器,单位面积送风量需要达到 $30\text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$,如果减小送风量,可以采取增加表冷器排数,或采用低温送风的方法。

5 商榷之五

文献[1]对地下商场空调设计的人均占有使用面积的建议为:“地下商场大多建在繁华地段,目前地下商场人流密度的取值范围在 $0.5\sim 1.5$ 人/ m^2 之间,对实际工程的调查发现,在繁华地区人流密度取 0.7 人/ m^2 以下的工程,多数空调效果较差;大部分工程人流密度在 $0.75\sim 1.2$ 人/ m^2 之间”。

人均占有的使用面积对商场空调负荷影响很大,商场人均占有的使用面积的设计值不应过大。国内曾经进行过多次调查,从早年的上海中百一店,到后来的天津、武汉的大型商场,以及最近的广州大型商场的调查,积累了诸多资料。调查发现目前的国内商场与上世纪 80 年代、90 年代初期的商场相比较,购物空间发生了很大的变化,其中货架所占空间一般超过空调面积的一半以上,再加上其他人员无法停留的空间,如付款台、购物推车等,人员实际可占有的空间一般只有 $1/3$ 左右。因此 2005 年颁布的《公共建筑节能设计标准》^[7]将一般商店人均占有的使用面积定为 $3\text{ m}^2/\text{人}$ 是合理的。对目前国内客流量最大的广州天河广场吉之岛地下超级市场的人均占有使用面积进行调查的结果表明,即使是在节假日也只有 $3.85\text{ m}^2/\text{人}$ 。如果按文献[1]的建议,一个 1 万 m^2 的中型地下商场同时将进入 12 000 人,按常理这是不可想象的。地下商场空调效果较差的原因很多,是否是由于人流密度假设过小而导致空调负荷偏小所造成的,是需要进行具体分析的。目前国内商场,包括地下商场,设计采用的空调负荷、供暖负荷绝大部分偏大,加上大部分又没有采用节能措施,空调运行费用成了国内大部分商场的沉重负担,这在国内已是一种普遍现象,因此需要认真研究,妥善解决。

6 结论

6.1 分析计算暖通空调产品时,必须遵守国家标准的相关规定,空调机组额定供冷量下的空气焓降不应小于 17 kJ/kg ,新风机组的空气焓降不应小于 34 kJ/kg 。

6.2 采用增加表冷器排数的方法可以实现空调系统的风侧大温差,但是表冷器的空气阻力随着排数的增加大幅度上升,表冷器空气阻力的增加明显地抵消了空调大温差系统的节能效果,因此,如何实现空调大温差技术,需要对具体工程进行具体分析,以确定最佳的方案。

6.3 10 排和 10 排以上的表冷器,采用串联布置方式是一种不合理的布置方式,这将导致表冷器性能明显恶化。

6.4 地下建筑空调系统采用换气次数法来确定总送风量的计算方法值得商榷。

6.5 地下商场人均占有使用面积的设计取值不应过大,宜采用《公共建筑节能设计标准》给出的推荐值。

参考文献

- [1] 杨盛旭,李刻铭,郭春信,等. 地下商场空调设计问题探讨[J]. 暖通空调, 2004, 34(2): 44-47
- [2] 中国建筑科学研究院. GB/T 14294—93 组合式空调机组[S]. 北京:中国建筑工业出版社,1996
- [3] Kirkpatrick A T, Elleson J S. 低温送风空调系统设计指南[M]. 汪训昌,译. 北京:中国建筑工业出版社, 1999
- [4] 李春安. 某地下工程空调节能分析[J]. 暖通空调, 1999, 29(2): 72-73
- [5] 中华人民共和国建设部. GB 50155—92 采暖通风与空气调节术语标准[S]. 北京:中国计划出版社, 1992
- [6] ASHRAE. ASHRAE handbook fundamentals[S]. ASHRAE Inc, 2004
- [7] 中国建筑科学研究院,中国建筑业协会建筑节能专业委员会. GB 50189—2005 公共建筑节能设计标准[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2005

更 正

本刊 2006 年第 6 期第 76 页右栏第 21 行第一个单词应为“environmental”,特此更正并向作者和读者致歉。

(本 刊)