

文章编号:1673-2049(2005)03-0070-05

## 低温送风系统的研究进展

刘 静<sup>1,2</sup>, 俞炳丰<sup>2</sup>, 高振生<sup>1</sup>

(1. 长安大学 环境科学与工程学院, 陕西 西安 710061;

2. 西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

**摘 要:**总结了近年来与冰蓄冷相结合的低温送风空调系统的研究成果及进展,认为低温送风系统的研究主要集中在经济性评价和室内气流组织及热舒适性评价两个大的方面。低温送风系统的经济性评价主要取决于室内参数和送风温度的设定及末端送风方式的选择,分析了省能器循环的减少对低温送风系统全年经济性的影响。低温送风的通风及舒适性主要取决于射流结构是否合理及描述室内空气品质和热舒适性的各项指标是否达到标准,总结了在低温送风系统通风及舒适性方面的主要研究方法及研究成果。最后提出了该技术未来的研究方向。

**关键词:**低温送风系统;经济性评价;气流组织;热舒适性

**中图分类号:**TU831.6

**文献标志码:**A

## Study progress of cold air distribution systems

LIU Jing<sup>1,2</sup>, YU Bing-feng<sup>2</sup>, GAO Zhen-sheng<sup>1</sup>

(1. School of Environmental Science and Engineering, Chang'an University, Xi'an 710061, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** Study achievements and progress in cold air distribution systems which are combined with ice storage systems were summarized in recent years. It was found that research of cold air distribution systems was focused on both economical efficiency evaluation and ventilation as well as thermal comfort evaluation. The economical evaluation mainly depended on parameters of indoor air, supplied air temperature and selection of outlet. The influence of less economizer cycle's operating times due to using cold air distribution systems on annual economical efficiency of air-conditioning system was analyzed. Otherwise, the assessment of ventilation and thermal comfort mainly depended on if the structure of cold air jet was reasonable and if certain indexes which described the indoor air's quality and thermal comfort could reach the standard. Then, some potential investigation orients of cold air distribution systems in the future were put forward.

**Key words:** cold air distribution system; economical efficiency evaluation; ventilation organization; thermal comfort

## 0 引 言

低温送风空调方式是在蓄冷技术的发展下带动起来的空调技术,其原理是利用从蓄冰槽获得的

1℃~4℃的冷介质(冷冻水或乙二醇水溶液)经空调机组的表冷器换热来获得4℃~10℃的低温一次风,以区别于一次风为13℃的常规空调系统。由于送风温度的降低,与常规空调相比,低温送风空

调方式在设计方法、设备选型、通风、舒适性以及经济性评价方面都产生了一些新的研究课题。

低温送风并非新技术,早期的低温送风主要用在湿度控制工程中,长期以来一直采用 4℃或低于 4℃的送风温度。20 世纪 50 年代在许多住宅与小型商业建筑中加装空调,由于建筑空间所限,采用 9℃送风温度,利用当量直径 89 mm 的风管装在木柱隔墙上,并用高速射流散流器使冷风与室内空气在进入房间的很短距离内混合。20 世纪 60 年代在许多医院就通过设计用 2℃~4℃的一次风向定风量房间进行诱导送风<sup>[1]</sup>。20 世纪 80 年代,为了平衡电网峰谷负荷,合理分配有限的电力资源,美国的各大电力公司采取优惠政策鼓励建筑业业主采用蓄冷系统以达到移峰填谷的目的。这些优惠政策包括更大峰谷电价差,甚至可以得到电力公司更多的回扣作为奖励。由此,蓄冷技术在欧美国家蓬勃兴起。

单纯的冰蓄冷虽然可以起到移峰填谷的作用,运行费似乎比常规冷源更节省,但庞大且控制复杂的蓄冷系统使冷源的初投资比常规冷源高出 1.6~2 倍,制冷机的实际能耗也要高出 1.3 倍<sup>[1]</sup>。所以,从真正节能的角度,冰蓄冷的高能耗、高投资必须由低温送风的低能耗、低投资来弥补,低温送风主要优点有:①从空调系统及建筑结构上考虑,节省了初投资;②由于风系统和冷冻水系统都是大温差换热,使风机和水泵的功率大大减小,节省了运行电费;③低温送风系统有更强的除湿能力,在给定的温度下,减湿可使人感觉更凉爽和舒适<sup>[2]</sup>。

由于低温送风系统实际上就是大温差送风,这与各国现行的舒适性空调设计标准及规范所规定的 10℃~15℃送风温差相矛盾,传统的设计方法在许多方面已不再适用于低温送风系统,针对在实际应用中出现的问题,大批的学者对低温送风空调进行了理论和试验研究。研究的焦点主要集中在经济性评价和通风及舒适性评价两个方面。

## 1 低温送风系统的经济性评价

低温送风系统的经济性主要表现在初投资低、运行费用省。实际上,低温送风系统的经济性并不能就此简单地概括,因为真正经济的低温送风系统与许多因素有关。

### 1.1 室内参数及送风温度的选择

由于低温送风系统可使室内相对湿度降低至原来的 30%~40%,按照 ASHRAE 推荐的焓湿图上

的等效舒适区范围,在低湿环境下将室内干球温度设定点提高 1℃或 2℃给人的热感觉将与常规空调系统的室内温湿度设定点相当。

低温送风系统送风温度的选择范围较广(4℃~11℃),DORGAN 等<sup>[3]</sup>认为按送风温度的不同可以分成 3 类:①高低温送风系统( $9^{\circ}\text{C}\leq t_1\leq 11^{\circ}\text{C}$ );②中低温送风系统( $5^{\circ}\text{C}\leq t_1<9^{\circ}\text{C}$ );③超低温送风系统( $t_1<5^{\circ}\text{C}$ )。此 3 类送风系统的特点见表 1。

随着送风温度的降低,决定初投资和运行费的因素是相互制约的,其关系可表示为:

|      |                                   |
|------|-----------------------------------|
| 初投资  | 减少:空气处理设备、风机、风管、冷冻水泵、冷冻水管、建筑净空要求。 |
|      | 增加:冷却盘管、送风末端、保冷厚度。                |
| 运行费用 | 减少:风机。                            |
|      | 增加:潜热负荷、全年省能器循环减少。                |

单纯从经济性方面考虑,并兼顾舒适性和安全性,DORGAN 等<sup>[3]</sup>认为采用 6℃~8℃的送风温度是最经济的。

### 1.2 末端送风方式的选择

低温送风系统所采用的末端送风方式包括两大类,即直接式送风和混合式送风。直接式送风就是把低温一次风直接送入室内,靠较大的出口动能在较短的距离内卷吸大量的室内空气以使工作区达到所要求的通风及舒适度。这种送风方式使散流器在低温下工作,为防止结露应使用低温送风专用散流器。直接式送风又分为每个散流器自带变风量元件和几个风口共用一个变风量控制箱两种方式。混合式送风就是用以风机为动力的混合箱把一次冷风在抵达散流器之前与房间里的循环风混合。采用这种方式,散流器的工作温度与常规空调一样,不必担心结露。混合式送风按混合箱的不同又分为 3 种,即串联式混合箱、并联式混合箱及诱导式混合箱。

从经济性的角度分析,连续运转风机驱动的串联式混合箱的能耗是最大的,风机间歇运转的并联式混合箱次之,最节能的送风方式是直接送风。DORGAN 等<sup>[3]</sup>1990 年对一个用冷季节的实测表明:低温送风系统一次风风机的用电量只是常规系统的 66%,而由于采用风机驱动的串联式混合箱,低温送风系统的风机能耗反而比常规系统高 39%。ELLESON 等<sup>[4,5]</sup>1993 年通过对两幢建筑物分别采用连续运转的串联式混合箱、间歇运转的并联式混合箱、直接送风方式的 7.2℃低温送风系统与 12.7℃的常规系统的风机能耗进行了比较,结果见

表 2。

表 1 低温送风的分类及特点

Tab. 1 Classification and characteristics of cold air distribution systems

| 项 目       | 分 类                        |                                   |                          |
|-----------|----------------------------|-----------------------------------|--------------------------|
|           | 高低温送风                      | 中低温送风                             | 超低温送风                    |
| 冷冻水<br>温升 | 11.6℃~12.7℃<br>(8~10排冷却盘管) | 13.3℃~16.6℃<br>(8~10排冷却盘管)        | >16.6℃(10~12<br>排冷却盘管)   |
| 送风<br>末端  | 可采用常规变风量末端                 | 用风机驱动的混合箱或高诱导比的末端                 | 用风机驱动的混合箱或高诱导比的末端        |
| 风机        | 可减小 10%~15%的功率             | 节省功率 20%~30%,空气处理设备外形尺寸减小 20%~30% |                          |
| 风管        | 尺寸减小 20%                   | 尺寸减小 30%~36%                      |                          |
| 保冷        | 没有特殊的保冷要求                  | 对风管和末端需额外的保冷要求                    | 对风管和末端需额外的保冷要求           |
| 防止<br>结露  | 和常规空调系统一样                  | 需对末端风口、水管阀门和所有风管采取防止结露措施          | 需对末端风口、水管阀门和所有风管采取防止结露措施 |
| 室温<br>设定  | 可把室温从23.8℃调高到 24.4℃        | 可把室温从23.8℃调高到 25.2℃               | 可把室温从23.8℃调高到 26℃        |
| 建筑<br>空间  | 节省不显著                      | 节省显著                              | 节省非常显著                   |

表 2 风机能耗的比较/kW

Tab. 2 Comparison of air-blower power consumption

| 建筑物 | 末端形式   | 12.7℃常规送风 |       |        | 7.2℃低温送风 |       |        |
|-----|--------|-----------|-------|--------|----------|-------|--------|
|     |        | 空调送风机     | 混合箱风机 | 风机总能耗  | 空调送风机    | 混合箱风机 | 风机总能耗  |
| A   | 串联式混合箱 |           |       |        | 7 794    | 7 000 | 14 794 |
|     | 并联式混合箱 |           |       |        | 7 794    | 2 140 | 9 934  |
|     | 直接送风   | 11 720    | 0     | 11 720 | 8 417    | 0     | 8 417  |
| B   | 串联式混合箱 |           |       |        | 3 569    | 8 940 | 12 509 |
|     | 并联式混合箱 |           |       |        | 3 926    | 1 816 | 5 742  |
|     | 直接送风   | 5 889     | 0     | 5 889  | 4 240    | 0     | 4 240  |

此项研究表明:连续运转的串联式混合箱是低温送风系统风机能耗的主要部分,这是由于混合箱风机的效率不高且大部分时间在部分负荷下运转,根据国外 4 个此类混合箱生产厂家的产品数据,一般风机效率为 30%,电机效率为 50%,则混合箱的风机总效率只有 15%,这是串联式混合箱高能耗的主要原因。由表 2 可以看出:连续运转的串联式混合箱风机能耗的增加量总是大于由于送风温度的降

低而引起的空调机组风机能耗的减少量,混合箱送风方式可以保证室内始终有较好的气流分布和舒适度,所以应用较为普遍,然而,如果以节能为目的,那么就应该寻找可以替换这种方式的其他方式,直接送风方式应是首选<sup>[6]</sup>。

1.3 全年运行的经济性

全年运行的经济性与省能器循环有很大关系,所谓省能器循环是指当室外空气的焓值低于回风时,用室外风替代回风送至冷却盘管,这将使机械制冷的用能要求降低。具有与回风相同焓值的室外温度称为转换温度。由于低温送风系统的回风具有较低的湿度,所以焓值较低,即对应的室外转换温度就低,当室外空气的干球温度在 7.2℃~15.5℃之间变化时,常规空调完全可由室外空气来满足整个负荷需要,而低温送风系统还必须利用机械制冷来达到其送风温度设定点,这就使低温送风系统全年运行费有所增加。

室外气候条件是影响省能器循环的主要因素,CATANESE<sup>[7]</sup>针对美国不同的气候条件,选择了 7 个城市,使用一个建筑物单位小时能耗分析程序,比较了使用常规空调系统和低温送风系统全年的运行费,得出结论:由于全年省能器循环日数的减少而导致的冷风分布系统全年能耗的增加对不同气候条件其增幅是不同的,对于干燥地区这个增幅是最大的,并且由于风机全年在全负荷下运行的时间也最长,所以用低温送风系统节省的风机能耗可以抵消这部分能耗的增加。

2 低温送风系统的通风及舒适性评价

根据文献[8],空调房间的通风及舒适性评价应从两个角度加以考虑。

2.1 射流结构

射流结构能否满足室内合理的气流组织和舒适性主要由选择的送风散流器来决定,目前用在低温送风系统的散流器主要是线形、径向和喷射式散流器<sup>[9]</sup>。对任何类型的散流器包括冷风散流器,3 个主要的设计参数分别是房间的特征长度、射程和分离距离<sup>[1,8]</sup>。描述射流结构的这 3 个参数之间的关系应该合理才能使室内达到一个可接受的舒适度。

ALLAN 等<sup>[9]</sup>研究了冷风射流的射程、卷吸率、分离距离与风口选择的依存关系,并给出了按达到射流参数的最佳值来选择低温送风系统散流器的设计步骤。HASSANI 等<sup>[10,11]</sup>通过分析理想射流得出:如果射流动量保持不变,射流的轴心温度、速度

分布、分离点及由射流导致的室内空气流动都是相似的,已有射流方程可以用于冷风系统,且随着射流温差的增加,射流的出口速度也按相同的比率增加。由于较低的送风温度而导致了分离点的位置变化,因此用于低温送风系统的散流器布置要有所不同,应布置较密以达到均匀的温度分布。

## 2.2 空气品质和热舒适性评价

评价室内空气品质主要有3个指标,即局部空气平均年龄、空气扩散效率及排除污染物效率<sup>[12]</sup>。

局部空气平均年龄指的是室外空气到达室内某一点所需时间,计算公式为

$$\tau_p = \frac{\int_0^{\infty} c_p(t) dt}{c_p(0)} \quad (1)$$

式中: $c$ 为污染物体积百分比浓度(后文简称浓度),试验研究中指的是示踪气体(如 $\text{SF}_6$ )的浓度/ $10^{-9}$ ; $p$ 为测点的角标; $t$ 为时间/min。

空气的扩散效率 $\eta_{\text{ADE}}$ 衡量的是室外空气是否很好地和室内空气混合的一个相对比例,以确定某处是否有明显的气流短路

$$\eta_{\text{ADE}} = \frac{\tau_{\text{ra}}}{\tau_p} \quad (2)$$

式中: $\tau_{\text{ra}}$ 为室外空气到达室内回风口所需时间/min。

排除污染物效率 $\epsilon_v$ 由式(3)计算

$$\epsilon_v = \frac{c_{\text{ra}}(\infty) - c_{\text{sa}}(\infty)}{c_p(\infty) - c_{\text{sa}}(\infty)} \quad (3)$$

式中: $c_{\text{ra}}(\infty)$ 为稳定状态下回风中污染物浓度/ $10^{-6}$ ; $c_{\text{sa}}(\infty)$ 为稳定状态下送风中污染物浓度/ $10^{-6}$ ; $c_p(\infty)$ 为稳定状态下不同测点污染物浓度/ $10^{-6}$ 。

空气扩散性能指标 $I_{\text{ADP}}$ 为评价室内热舒适度的指标,其评价方法是先定义室内任一点的有效吹风温度 $\theta$

$$\theta = (t - t_{\text{avg}}) - a(v - b) \quad (4)$$

式中: $t$ 为局部温度/ $^{\circ}\text{C}$ ; $t_{\text{avg}}$ 为工作区平均温度/ $^{\circ}\text{C}$ ; $a$ 为控制常数, $a=8.0$ ; $b$ 为控制风速, $b=0.15 \text{ m/s}$ ; $v$ 为局部风速/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$ 。

$I_{\text{ADP}}$ 被定义为在房间工作区中,有效吹风温度在 $-1.7^{\circ}\text{C} \sim 1.1^{\circ}\text{C}$ 之间、风速小于 $0.35 \text{ m/s}$ 测点的百分数,一般认为 $I_{\text{ADP}}$ 大于80%的室内热舒适度是令人满意的。

KNEBE等<sup>[6]</sup>分别对一间教室、一个计算机房和一个陈列室进行了采用线形喷射式散流器直接给室内送 $4.4^{\circ}\text{C}$ 冷风的热舒适度研究,试验结论是低温送风系统的末端送风装置必须有足够高的卷吸能

力才能克服气流停滞。ZHANG等<sup>[12]</sup>用一个气流组织在实验室内对4种不同的天花板安装的散流器,即大小两种方形四面出风散流器、两种线形散流器在室内是否有家具、有隔断等几种情况下进行了低温送风状态下的通风及舒适性试验,结论是从室内工作区的空气品质和热舒适性来看,4种散流器用在冷风分布系统和用在常规系统一样好。用小的方形散流器和两种线形散流器所做的试验比较说明:当室外新风量相同时,用在低温送风系统的通风效果和用在常规系统没有差别。室内有家具和有隔断使空调系统排除污染物效率降低,但空气扩散效率不受影响。SHIH等<sup>[13]</sup>在一个实际尺寸的房间内用几种具有高诱导比的散流器,即喷射式散流器、旋流式散流器及圆形多重锥面散流器进行了给室内直接送冷风的试验研究,比较的项目包括:流场、温度场、用 $I_{\text{PD}}$ 指标和 $I_{\text{ADP}}$ 指标表示的热舒适性以及结露可能性等。结果表明:和圆形多重锥面散流器相比,旋流式散流器和喷射式散流器都能提供较好的热舒适性,而圆形多重锥面散流器有可能造成冷气下沉且在系统硬启动时会发生大量的结露现象。

SHIH等<sup>[14]</sup>对3种散流器,即方形多重锥面散流器、墙上及屋顶安装的喷口式散流器进行了低温送风系统室内环境的计算机模拟,把模拟的流场及温度场结果应用于结露模型和空气品质及热舒适性模型,得到了多重锥面散流器结露的情况和位置,并提出了解决方案。数值模拟的结果表明:采用同样的散流器在常规送风和低温送风条件下工作区的空气品质和热舒适性没有明显差别。ROSE等<sup>[15]</sup>通过在一办公室内对天花板安装各型散流器的数值计算得到一条舒适区曲线,由此曲线可以得到在某一送风温度下达到舒适要求的最佳送风速度。

## 3 低温送风技术未来的研究方向

低温送风技术在美国已相当成熟,目前多数研究成果也主要来自美国的研究机构。除了学术研究,美国的低温送风空调在工程实际中的应用也较为广泛、灵活。英国由于电力部门在电价结构上优惠力度不大,使蓄冰技术在该国的推广受到限制,所以低温送风在英国并未引起足够的关注<sup>[15,16]</sup>。在日本,通过经济性分析已经肯定了低温送风系统可以节省运行费用,但公开的研究报告很少<sup>[17]</sup>。中国在引进消化国外低温送风技术的同时,也进行了相关课题的研究和工程实践,其中湖南大学的殷平教授在该领域已取得了具有说服力的研究成果<sup>[18~20]</sup>。

虽然对低温送风的研究成果已相当丰硕,但作为一项空调新技术,尚有许多方面值得继续深入研究:

(1)低温送风空调的经济性分析仅限于简化分析法,这使得理论分析结果和实际出入较大,如何提出一个既简单又准确的分析方法是值得深入研究的。

(2)低温送风空调的全年运行费的节省由于省能器循环日数的减少而大打折扣,为了更好地评价低温送风系统全年运行的经济性,省能器循环和室外气象参数之间的关系还需量化和明确。具体的做法是:根据所收集的中国各地的多年气象数据,归纳总结出室外焓值全年的变化规律,得到中国哪些地区适合采用低温送风系统,哪些地方不适用,以指导低温送风系统在中国的正确推广。

(3)至今低温送风系统主要用在住宅、办公室等空间较小的建筑,低温送风方式是否可以结合分层空调的概念拓展到大空间空调系统,达到令人满意的气流组织和舒适性还有待进行数值模拟和试验验证。

(4)风口的数值模拟是一个难点,当送风温度很低时有结露的危险。对风口附近流场的模拟已有几种成熟的模型<sup>[21]</sup>,主要包括:被简化的几何模型法、动量模型法、箱模拟法和定义流速法,而这几种模型是否可以成功地模拟低温风口还有待验证。

## 4 结 语

低温送风空调的研究主要集中在经济性评价和室内气流组织、舒适性评价两个大的方面,目前取得了丰硕的研究成果,为了更好地推广低温送风空调并拓展其应用领域,在系统的经济性分析方法及应用于大空间空调的数值模拟等 4 个方面还应继续深入研究。

### 参考文献:

- [1] ALLAN T K, ELLESON J S, 汪训昌. 低温送风系统设计指南[M]. 北京: 建筑工业出版社, 1999.
- [2] BERGLUND L G. Comfort benefits for summer air conditioning with ice storage[J]. ASHRAE Trans., 1991, 15(1): 843—846.
- [3] DORGAN C E, ELLESON J S. Cold air distribution[J]. ASHRAE Trans., 1988, 12(3): 2 008—2 024.
- [4] ELLESON J S. High-quality air conditioning with cold air distribution[J]. ASHRAE Trans., 1991, 15(1): 839—842.
- [5] ELLESON J S. Energy use of fan-powered mixing boxes with cold air distribution[J]. ASHRAE Trans., 1993, 17(3): 1 349—1 358.
- [6] KNEBEL D E, JOHN D A. Cold air distribution, application, and field evaluation of a nozzle-type diffuser[J]. ASHRAE Trans., 1993, 17(2): 1 337—1 348.
- [7] CATANSES D L. An energy analysis of low-temperature air distribution systems and reduced economizer-cycle cooling[J]. ASHRAE Trans., 1991, 15(1): 848—853.
- [8] ASHRAE. ASHRAE Handbook-Fundamentals[M]. Atlanta: ASHRAE Inc., 1999.
- [9] ALLAN T K, ELLESON J S. Selection of cold air diffusers[J]. ASHRAE Trans., 1998, 22(1): 77—83.
- [10] MACCRACKEN C D. Cold air should be jet mixed, not distributed[J]. ASHRAE Trans., 1993, 17(2): 1 333—1 336.
- [11] HASSANI V, MALMSTRON T. Indoor thermal environment of cold air distribution systems[J]. ASHRAE Trans., 1993, 17(4): 1 359—1 365.
- [12] ZHANG J S, ZHANG Rui-hong, LI Zhen-hai. An experimental study of the ventilation performance of cold-air distribution systems[J]. ASHRAE Trans., 1996, 20(1): 360—367.
- [13] SHIH C H, JOHN M B, HSUCHENG C. Full-scale thermal performance tests of alternative diffusers when operating with cold air[J]. ASHRAE Trans., 1999, 23(1): 262—274.
- [14] SHIH C H, JOHN M B, YEW K C. A CFD study for cold air distribution systems[J]. ASHRAE Trans., 1999, 23(1): 614—628.
- [15] ROSE P M, SEYMOUR M J. Use of computer modeling techniques to investigate aspects involved in cold air distribution systems[J]. ASHRAE Trans., 1993, 17(5): 1 366—1 375.
- [16] LANDRY C M, NOBLE C D. Case study of cost-effective low-temperature air distribution ice thermal storage[J]. ASHRAE Trans., 1991, 15(1): 854—859.
- [17] ELLESON J S, ALLAN T K. Overview of the ASHRAE cold air distribution system design guide[J]. ASHRAE Trans., 1998, 22(1): 49—55.
- [18] 殷 平. 空调大温差研究(1): 经济分析方法[J]. 暖通空调, 2000, 30(4): 62—66.
- [19] 殷 平. 空调大温差研究(2): 空调大温差送风系统设计方法[J]. 暖通空调, 2000, 30(5): 63—66.
- [20] 殷 平. 空调大温差研究(3): 空调送风大温差经济分析[J]. 暖通空调, 2000, 30(6): 75—76.
- [21] HANNU K. Momentum source model for CFD-simulation of nozzle duct air diffuser[J]. Energy and Building, 2004, 36(4): 1 011—1 020.