

(上接第 38 页)

CO₂ 排放 1 158 kg/a。

3 总结与分析

针对本工程而言,采用表冷盘管前置的溶液调湿新风机组可提高机组综合 *COP* 19%,节约电量 1.38 MW · h/a。究其原因,主要在于:1) 采用 *COP* 相对较高的系统制备的冷水(16 °C/21 °C)负担部分新风负荷;2) 充分利用了高温冷水(16 °C/

21 °C)的冷凝除湿能力,减少了 *COP* 相对较低的溶液调湿机组贡献率。

本结论成立的前提是表冷盘管的冷源是高效的(相对溶液调湿新风机组),因此,在温湿度独立控制系统中,应采用高效的高温冷源负担显热负荷,而表冷盘管前置实际是提高了高温冷源承担冷负荷的比例。

溶液调湿新风机组表冷盘管的设置与节能

天津市建筑设计院 宋晨[☆] 王砚 芦岩 贺丹

摘要 以天津中心生态城某工程为例,通过实例计算,分析了外置表冷盘管与溶液调湿机组的位置关系对新风处理能耗以及新风处理系统 COP 的影响。得出了在表冷盘管采用高温高效冷源的前提下,表冷盘管前置比后置具有明显节能效果的结论。

关键词 温湿度独立调节 热泵型溶液调湿新风机组 外置表冷盘管 能耗

Energy saving analysis of the installed position of cooling coil in liquid desiccant fresh air handling unit

By Song Chen[★], Wang Yan, Lu Yan and He Dan

Abstract Based on the specific project of Tianjin Eco-city Business Park, by detailed calculations, analyses the effect on energy consumption and the COP of fresh air handling system caused by the installed position of external cooling coil. Draws the conclusion that the energy consumption is lower when cooling coils are front-loading installed instead of rear installed on the condition of using high temperature and efficient cooling source.

Keywords temperature and humidity independent control, heat pump driven liquid desiccant fresh air handing unit, external cooling coil, energy consumption

★ Tianjin Architecture Design Institute, Tianjin, China

①

0 引言

舒适性空调系统广泛采用冷凝除湿空气处理过程,由于温湿度这一对空气状态参数相互耦合,常常不能既适应室内空气热湿比的变化,又同时满足室内空气的温湿度要求。冷凝除湿空气处理过程通常会存在不节能,需要再热才能同时满足室内温湿度要求,表冷盘管成为污染源影响室内空气质量等不足。

以化学吸收作为主要除湿方式的温湿度独立调节空调系统,不仅能够克服上述不足,设计得当还能获得较明显的节能效果,但前提是设计得当。例如,采用热泵型溶液调湿新风机组处理新风的系统为了降低末端显热负荷,需要在风路串联高温冷水表冷盘管。表冷盘管与新风机组的相对位置关系在设计中往往不被重视,但实际上它对新风处理能耗有较显著影响。笔者结合工程案例对此进行了计算分析,结果表明表冷盘管前置相对于后置可节约 19% 的新风处理能耗。

1 基于溶液调湿的新风系统及其能耗分析

1.1 热泵型溶液调湿新风机组除湿工作原理

图 1 为热泵型溶液调湿新风机组工作原理。高温潮湿的新风在全热回收单元中以溶液为媒介

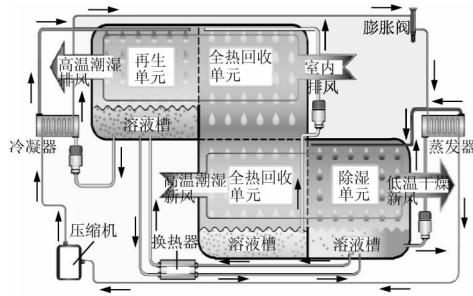
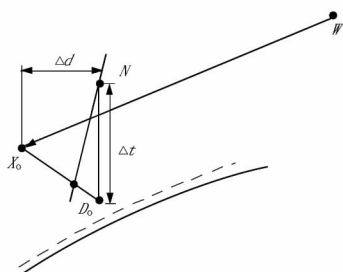


图 1 热泵型溶液调湿新风机组工作原理图

①☆ 宋晨,男,1984 年 1 月生,本科,助理工程师
300074 天津市河西区气象台路 95 号天津市建筑设计院绿色建筑机电技术研发中心
(022) 23543067
E-mail:brigitte0118@126.com
收稿日期:2011-06-28
修回日期:2011-08-02

与空调系统排风进行全热交换(热回收效率约30%~40%),被初步降温除湿后进入除湿单元进一步除湿、降温并以含湿量为控制目标处理至送风状态点。浓溶液在除湿单元吸收新风水蒸气,浓度变稀,稀溶液进入再生单元向高温潮湿排风中释放水分,浓缩后再次进入除湿单元。热泵制冷用于冷却进入除湿单元的浓溶液,以提高除湿能力和对新风降温,冷凝器排热用于加热进入再生单元的稀溶液以利于蒸发浓缩。

图2表达了上述新风处理过程中新风、空调排风与溶液的换热过程,由于同时具有排风热回收与冷凝热回收,该系统的能源利用效率较高,COP通常可达4.0。



注:室外空气 A_0 直接处理至可完全消除室内余湿点 N ,再与经过干式末端处理的负担室内部分余热的空气 D_0 混合后沿热湿比线送入室内 (N) 。

图2 工作原理 $h-d$ 图

1.2 溶液调湿新风系统的两种基本形式

根据是否在除湿机组外部新风系统设置表冷盘管,溶液调湿新风系统通常分为以下两种形式。

1) 不设表冷盘管型

溶液调湿新风机组为新风处理系统的唯一空气处理设备,处理过程所需的冷、热量对于无热回收单元的机组来源于自身的热泵装置,对于如图1所示的热回收型机组来源于自身的热泵装置和空调排风,均无需外部冷、热源。热回收式热泵型溶液调湿新风处理机组的COP一般为3.5~4.0。此种形式的溶液调湿新风系统以新风处理终状态的含湿量为控制目标,终状态参数与新风初状态密切相关,新风入口温度较高时,出风温度也较高。而较高的新风出风温度会增大干式空气处理末端的规格,不仅不利于设计,更会增加空气处理末端的耗电量(若空气处理末端为干式风机盘管)。

2) 设表冷盘管型

为了降低新风处理终状态的干球温度,减轻溶液调湿新风机组的除湿压力(因过大的除湿量会导致溶液调湿机组除湿模块的增加,进而增大机组的尺寸及占地面积),避免过大的干式空气处理末端(干式风机盘管、冷辐射板、毛细管等)规格,往往需要在溶液调湿新风机组外增设表冷盘管,形成预冷式溶液调湿新风系统。

此系统中新风负荷由表冷盘管与溶液调湿新风机组两个设备共同承担,这样的溶液调湿新风系统不仅会解决新风出风温度相对较高的问题,还会带来降低系统耗电的好处。

温湿度独立调节空调系统中表冷盘管的冷源为高温冷源,而高温冷源的COP往往高于溶液调湿机组,例如目前已研制成功并产品化的离心式高温冷水机组的COP可达8.0以上。

这种预冷式溶液调湿新风系统,根据表冷盘管设置的位置不同,又分为表冷盘管前置型和表冷盘管后置型两种。

① 表冷盘管前置型(见图3,4)

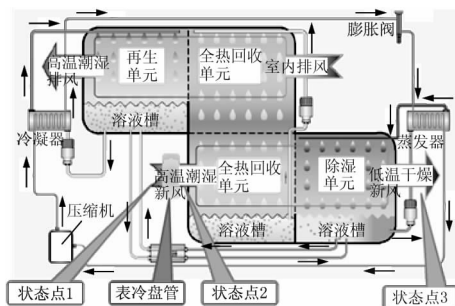


图3 表冷盘管前置示意图

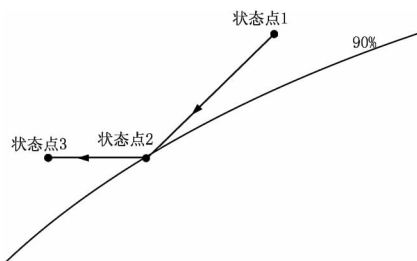


图4 表冷盘管前置的空气处理过程

机组表冷盘管设置于溶液调湿新风机组前,表冷盘管承担新风系统的全部显热负荷(因溶液除湿过程为沿等相对湿度线除湿)及部分潜热负荷(通过冷凝除湿方式),溶液调湿新风机组只承担新风系统部分潜热负荷。采用此种方式,可以降低新风进风温度,提高溶液调湿新风机组的除湿效率;由

于采用较高 COP 的高温冷源负担了新风显热及部分潜热负荷,其耗电量较盘管后置型小;表冷盘管的引入减小了溶液调湿新风机组的除湿压力,即减少了除湿模块的数量,溶液调湿机组的尺寸及占地面积相应减小。

② 表冷盘管后置型(见图 5,6)

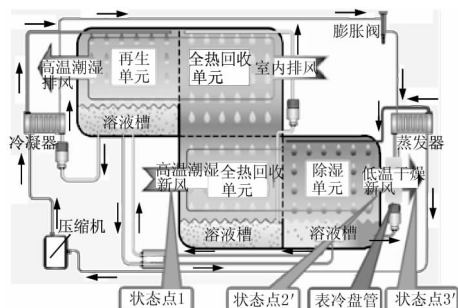


图 5 表冷盘管后置示意图

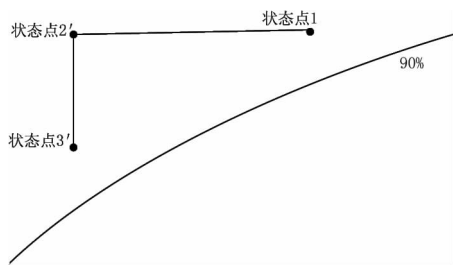


图 6 表冷盘管后置的空气处理过程

机组表冷盘管设置于溶液调湿新风机组后,表

$$\left. \begin{aligned} Q_{cf} + Q_{sf} &= Q_x \\ Q_{cb} + Q_{sb} &= Q_x \\ N_{xf} &= N_{cf} + N_{sf} = \frac{Q_{cf}}{COP_c} + \frac{Q_{sf}}{COP_s} = \frac{L_x \Delta h_{cf}}{COP_c} + \frac{L_x \Delta h_{sf}}{COP_s} \\ N_{xb} &= N_{cb} + N_{sb} = \frac{Q_{cb}}{COP_c} + \frac{Q_{sb}}{COP_s} = \frac{L_x \Delta h_{cb}}{COP_c} + \frac{L_x \Delta h_{sb}}{COP_s} \\ \Delta h_{cf} &> \Delta h_{cb} \\ \Delta h_{sf} &> \Delta h_{sb} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

只需比较 N_{xf} 与 N_{xb} 的大小,即可判定表冷盘管前置与后置的耗电量大小关系。通过以上分析

$$N_{xf} - N_{xb} = L_x \left(\frac{\Delta h_{cf} - \Delta h_{cb}}{COP_c} + \frac{\Delta h_{sf} - \Delta h_{sb}}{COP_s} \right) = L_x (\Delta h_{cf} - \Delta h_{cb}) \left(\frac{1}{COP_c} - \frac{1}{COP_s} \right) \quad (4)$$

由 $\Delta h_{cf} - \Delta h_{cb} > 0$, $\frac{1}{COP_c} - \frac{1}{COP_s} < 0$, 可得到 $N_{xf} < N_{xb}$, 故表冷盘管前置较表冷盘管后置的耗电量小。

2 基于工程实例的溶液调湿新风机组表冷盘管的

冷盘管只承担新风系统的全部显热负荷,溶液调湿新风机组承担新风系统全部的潜热负荷。采用此种方式可以精确地控制新风出风温度。

1.3 各种形式溶液调湿新风系统能耗分析

在本文中,新风处理能耗是指将新风冷却到新风送风状态点所需的电量,由于采用设备 COP 的不同,消耗的电能并不相同,因此新风处理能耗也不尽相同,新风处理能耗计算如下:

$$Q_x = L_x (h_w - h_s) = Q_c + Q_s = L_x \Delta h_c + L_x \Delta h_s \quad (1)$$

$$N_x = N_c + N_s = \frac{Q_c}{COP_c} + \frac{Q_s}{COP_s} \quad (2)$$

式(1),(2)中 Q_x 为新风负荷, kW; L_x 为新风量, kg/s; h_w 为室外空气比焓, kJ/kg; h_s 为新风送风点空气比焓, kJ/kg; Q_c 为表冷盘管负担的新风负荷, kW; Q_s 为溶液调湿新风机组负担的新风负荷, kW; Δh_c 为表冷盘管负担的空气比焓差, kJ/kg; Δh_s 为溶液调湿新风机组负担的空气比焓差, kJ/kg; N_x 为新风处理能耗, kW; N_c 为表冷盘管负担的新风能耗, kW; N_s 为溶液调湿新风机组负担的新风能耗, kW; COP_c 为表冷盘管系统能效比; COP_s 为溶液调湿系统能效比。

由于 COP_c 与 COP_s 是一定的,且针对高温冷水机组来说, $COP_c > COP_s$ 。若下标 f 代表表冷盘管前置, b 代表表冷盘管后置, 则有

可以推导出:

设置分析

2.1 工程介绍

1) 建筑概况

中新天津生态城某工程,总建筑面积 3 467 m²,其中地上 2 层,共 3 013 m²,地下 1 层,454

m²,建筑总高度 15 m。建筑功能一部分为公屋展示、销售;另一部分用于房管局办公和档案储存。

2) 空调冷源

空调系统冷源形式为地源热泵,空调系统为温湿度分控系统,主要设备为高温冷水地源热泵机组和带表冷盘管的热泵型溶液调湿新风机组。高温冷水地源热泵机组夏季为建筑提供 16℃/21℃的冷水作为建筑冷源;溶液调湿新风机组在为建筑提供新风的同时,供冷季消除系统湿负荷。

2.2 分析中涉及的基础数据

1) 夏季室外气象参数

干球温度:31.4℃

湿球温度:26.4℃

含湿量:20 g/kg

比焓:82.8 kJ/kg

2) 新风机组基本参数

$$Q = 8\,000\text{ m}^3/\text{h} \times 1.2\text{ kg/m}^3 \times (82.8\text{ kJ/kg} - 46.1\text{ kJ/kg}) \div 3\,600\text{ s/h} = 97.87\text{ kW}。$$

2.4.2 能耗计算

1) 表冷盘管前置

根据图 4 可得,状态点 1(室外点)参数: $t_1 = 31.4\text{℃}$, $d_1 = 20\text{ g/kg}$, $h_1 = 82.8\text{ kJ/kg}$;状态点 2(经过表冷盘管后)参数: $t_2 = 21\text{℃}$, $d_2 = 14.2\text{ g/kg}$, $h_2 = 57.3\text{ kJ/kg}$;状态点 3(新风送风状态点)参数: $t_3 = 21\text{℃}$, $d_3 = 9.8\text{ g/kg}$, $h_3 = 46.1\text{ kJ/kg}$ 。

表 1 表冷盘管不同设置位置的新风处理耗电功率对比

设备类别	表冷盘管前置			表冷盘管后置		
	负担的负荷/kW	COP	电力消耗/kW	负担的负荷/kW	COP	耗电功率/kW
制冷主机及配套水泵	68.00	5.89	11.545	28.53	5.88	4.852
溶液调湿新风机组	29.87	3.50	8.534	69.34	3.50	19.811
合计	97.87	4.87	20.079	97.87	3.97	24.663

2) 表冷盘管后置

根据图 6 可得

状态点 1(室外点)参数与表冷盘管前置型相同;状态点 2'(经过溶液调湿段后)参数: $t_2' = 31.4\text{℃}$, $d_2' = 9.8\text{ g/kg}$, $h_2' = 56.8\text{ kJ/kg}$;状态点 3'(新风送风状态点)参数: $t_3' = 21\text{℃}$, $d_3' = 9.8\text{ g/kg}$, $h_3' = 46.1\text{ kJ/kg}$ 。

室外空气由状态点 1 处理至状态点 2'的等温除湿过程由溶液调湿机组实现并提供能源。经过溶液调湿机组处理的空气由状态点 2'处理至状态点 3'的等湿降温过程由表冷盘管实现(冷水进/出

新风量 $L_x = 8\,000\text{ m}^3/\text{h}$

机外余压 $p = 300\text{ Pa}$

新风送风温度 $t_s = 21\text{℃}$

新风送风含湿量 $d_s = 9.8\text{ g/kg}$

新风送风比焓 $h_s = 46.1\text{ kJ/kg}$

2.3 分析的基本思路(见图 7)



图 7 分析的基本思路

2.4 分析过程

由于风机能耗与表冷盘管设置位置无关,因此在下面的分析中只对比分析新风处理能耗。

2.4.1 新风负荷

新风负荷的计算公式见式(1),本工程新风负荷为

室外空气由状态点 1 处理至状态点 2 的降温除湿过程由表冷盘管实现(冷水进/出水温度为 16℃/21℃),制冷机组及配套水泵提供能源。由状态点 2 处理至状态点 3 的等温除湿过程由溶液调湿机组实现并提供能源。

经过计算,各设备负担的新风负荷及相应的电力消耗见表 1。

水温度为 16℃/21℃),制冷机组及配套水泵提供能源。

经过计算,各设备负担的新风负荷及相应的电力消耗见表 1。

由图 8 可以看出,在负担相同新风负荷的前提下,采用表冷盘管前置的系统综合 COP 可提高 19%,节约电功率 4.584 kW。

2.4.3 全年节约能耗

1) 供冷季室外气象参数

本工程供冷季设定为 6—9 月,新风机组开启时间为每日 08:00—18:00,供冷总时间为 1 464 h。

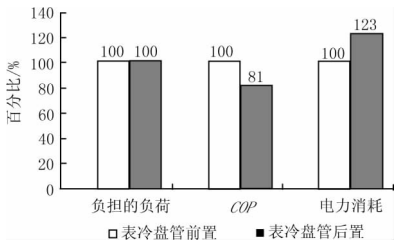


图 8 表冷盘管不同设置位置的新风处理耗电功率对比

供冷季室外气象参数见图 9~11。

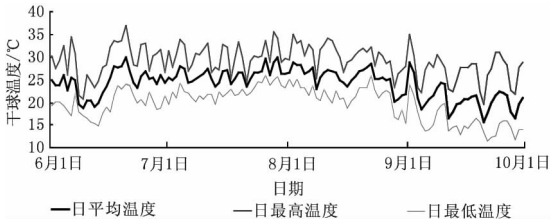


图 9 供冷季室外干球温度

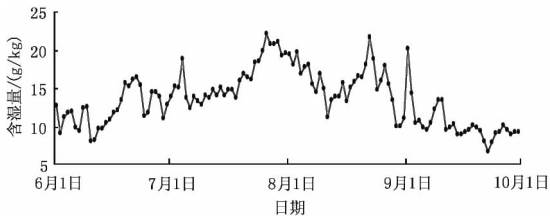


图 10 供冷季室外日平均含湿量

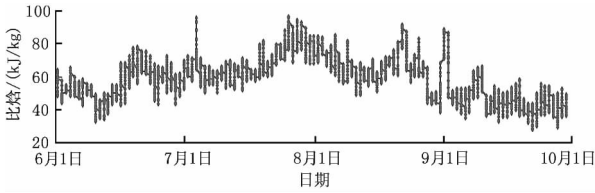


图 11 供冷季室外比焓

2) 计算方法

根据表冷盘管设置位置不同,全年新风能耗的计算方法也不相同。首先根据供冷季新风系统开启时间内室外气象参数进行分析与判断。

① 若室外干球温度低于 21℃,且室外含湿量小于 9.8 g/kg,即可认为新风无需处理即可送入室内,此种情况下除风机能耗外,无新风处理能耗;

② 若室外干球温度高于 21℃,则表冷盘管承担其显热负荷;

③ 若室外含湿量大于 9.8 g/kg,则根据表冷盘管的设置位置不同,各部分负担的潜热负荷也不相同;

④ 若采用表冷盘管后置方式,则所有的潜热负荷均由溶液调湿新风机组负担;

⑤ 若采用表冷盘管前置方式,由于表冷盘管可处理新风的极限参数(保守计算)为干球温度 21℃,相对湿度 90%,此时的空气含湿量为 14.2 g/kg,因此,若室外空气含湿量大于 14.2 g/kg,则表冷盘管可先将含湿量处理至 14.2 g/kg,剩余的潜热负荷由溶液调湿新风机组负担。

3) 计算结论

① 供冷季单位新风处理能耗贡献量(见图 12,13)

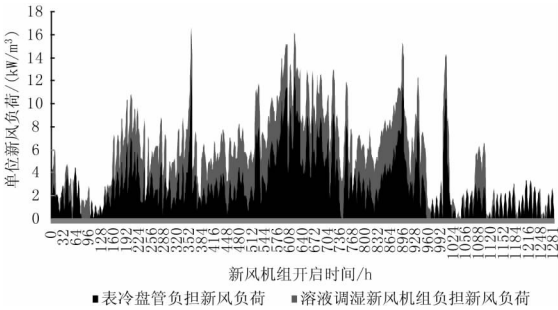


图 12 供冷季表冷盘管前置新风处理能耗贡献量堆积图

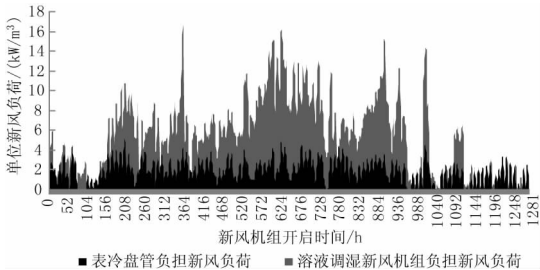


图 13 供冷季表冷盘管后置新风处理能耗贡献量堆积图

② 供冷季新风处理能耗贡献量及电耗(见表 2)

表 2 供冷季表冷盘管不同设置位置的 新风处理负荷及电耗					MW·h
设备类别	新风处理负荷		电耗		
	表冷盘管 前置	表冷盘管 后置	表冷盘管 前置	表冷盘管 后置	
制冷主机及配套水泵	32.62	20.76	5.54	3.53	
溶液调湿新风机组	24.40	36.26	6.97	10.36	
合计	57.02	57.02	12.51	13.89	

由表 2 可以看出,在负担同等新风处理能耗的前提下,采用表冷盘管前置的方式可节约电耗 1.38 MW·h/a,折合减少标准煤消耗 442 kg/a,减少