

文章编号:1674-2974(2016)05-0144-07

# 夏季潮湿地区不同 THIC 空调系统综合 COP 对比分析\*

杨昌智<sup>†</sup>, 罗志文, 蒋新波

(湖南大学 土木工程学院, 湖南 长沙 410082)

**摘要:**以温湿度独立控制空调系统作为研究对象,建立了不同形式温湿度独立控制空调系统模型.通过一实际工程对各系统的 COP 进行分析、计算,揭示了不同温湿度独立控制系统自身的性能和地区差异.通过对比发现,在室外空气含湿量相对较小的地区应优先考虑热泵转轮除湿系统,对于室外含湿量相对较大的地区适合选择溶液除湿系统和冷凝除湿系统.

**关键词:**空调;夏季潮湿地区;温湿度独立控制;COP

**中图分类号:** TU83

**文献标识码:** A

## Analysis of the System COP of Different THIC Air Conditioning Systems in Humid Regions in Summer Season

YANG Chang-zhi<sup>†</sup>, LUO Zhi-wen, JIANG Xin-bo

(College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha, Hunan 410082, China)

**Abstract:** Taking temperature and humidity independent control air conditioning system as the research project, different models of the system have been established. Through analysis and calculation of each system's COP of a practical engineering project, it reveals the differences in performance and regional differences of the independent control system itself. By comparison, the heat pump wheel dehumidification system should be considered first, where the outdoor air humidity ratio is relatively small. On the other hand, the liquid desiccant dehumidification system and condensate system may be better where the ratio is relatively large.

**Key words:** air-conditioning; humid regions in summer season; temperature and humidity independent control; COP

温湿度独立控制空调系统(Temperature and Humidity Independent Control Air Conditioning System,简称 THIC 空调系统)采用温度与湿度两套独立的空调子系统,分别控制、调节室内的温度与湿度,从而避免了常规空调系统中热湿联合处理所带来的损失<sup>[1]</sup>,所采取的新风处理形式包括转轮除

湿、溶液除湿、冷凝除湿等<sup>[2-4]</sup>.但是目前关于 THIC 系统 COP 的分析主要集中对某单一系统的研究,而同一地区不同形式的 THIC 系统 COP 以及不同地区同一形式的 THIC 系统 COP 均存在相当大的不同<sup>[5-8]</sup>,研究不同情况下不同温湿度独立控制系统的综合 COP 特性,对指导空调系统选择和设计

\* 收稿日期:2015-12-20

基金项目:湖南省自然科学基金资助项目(12JJ3053)

作者简介:杨昌智(1963—),男,湖南宁远人,湖南大学教授,博士

<sup>†</sup> 通讯联系人, E-mail: yang0369@126.com

有着重要意义. 本文根据国内不同地区室外气象参数的不同, 结合各种 THIC 系统的处理过程研究了不同处理过程的能耗以及综合 COP.

## 1 基本参数信息

### 1.1 气候条件

我国幅员辽阔, 各地气候存在着显著差异, 依据室外气象条件可分为潮湿地区和干燥地区. 在干燥地区, 室外空气比较干燥, 空气处理过程的核心任务是对空气的降温处理过程, 而在潮湿地区, 需要对新风除湿之后才能送入室内, 空气处理过程的核心任务是对新风的除湿处理过程. 表 1 为我国主要城市所处气候分区. 本次研究主要选取潮湿地区的北京、上海、长沙、广州、哈尔滨、海口、成都, 各城市室外气象参数见表 2<sup>[9]</sup>.

表 1 我国主要城市所处气候分区

Tab. 1 Climatic zone of main cities in China

分区	夏季对新风的处理需求	代表地区
I 区-干燥地区	降温	乌鲁木齐、呼和浩特、拉萨、喀什、吐鲁番
II 区-潮湿地区	降温、除湿	北京、上海、长沙、广州、哈尔滨、海口、成都

表 2 代表城市夏季室外气象参数

Tab. 2 The outdoor meteorological parameters in summer of represent cities

城市	焓值/ (kJ · kg <sup>-1</sup> )	含湿量/ (g · kg <sup>-1</sup> )	干球温度 /°C	相对湿度 /%
北京	85.3	20.1	33.5	61
上海	96.3	24.0	34.4	69
长沙	94.9	22.9	35.8	61
广州	94.5	23.4	34.2	68
哈尔滨	75.4	17.3	30.7	62
海口	98.6	24.6	35.1	68
成都	88.1	21.9	31.8	73

### 1.2 新风送风量和送风参数的确定

以某高级办公楼为例, 空调面积为 5 000 m<sup>2</sup>, 负荷指标为 140 W/m<sup>2</sup> (房间显热负荷), 因计算干球温度相差不大, 为讨论简便忽略通过围护结构传入负荷的差异. 人员密度为 0.5 人/m<sup>2</sup>, 人员散湿量为 109 g/(人 · h), 办公建筑的新风量取 30 m<sup>3</sup>/(人 · h), 室内设计参数 N: 焓值、温度、含湿量和相对湿度分别为 58.54 kJ/kg, 26 °C, 12.7 g/kg 和 60%<sup>[10]</sup>.

新风送风湿度求解公式:

$$d_O = d_N - \frac{m_w}{\rho M_O} \quad (1)$$

式中:  $d_O$  为新风送风湿度, g/kg;  $d_N$  为室内设计湿度, g/kg;  $M_O$  为最小新风量, m<sup>3</sup>/h;  $\rho$  为空气的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $m_w$  为人的湿负荷, kg/h.

空气处理过程见图 1.

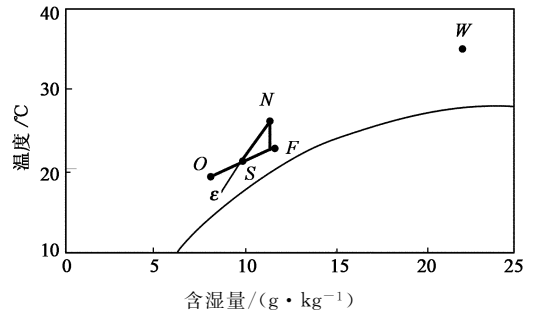


图 1 空气处理过程焓湿图

Fig. 1 Thepsychrometric chart of air-handling process

图中  $O$  点为新风的处理状态点,  $F$  为干式风机盘管送风点,  $S$  为房间送风状态点, 各状态点根据规范规定的送风温差、房间的显热潜热负荷确定<sup>[9]</sup>. 计算得新风焓值  $h_O$  为 44.8 kJ/kg, 送风状态点  $S$  温度、含湿量、焓值分别为 21 °C, 11.9 g/kg 和 51.4 kJ/kg; 干式风机盘管送风参数  $F$  的温度、含湿量、焓值分别为 22.2 °C, 12.7 g/kg 和 53.7 kJ/kg. 总送风量、干式风机盘管送风量、新风送风量分别为 97 kg/s, 72 kg/s, 25 kg/s.

## 2 THIC 模型的建立

### 2.1 转轮除湿系统

#### 2.1.1 热回收式单级转轮除湿系统

带全热回收的单级转轮除湿新风机组处理流程如图 2 所示.

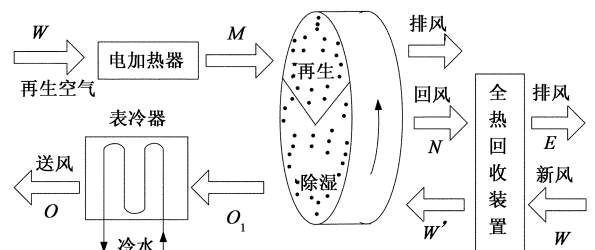


图 2 热回收式单级转轮除湿新风机组流程图

Fig. 2 The flow chart of heat recovery single-stage rotary dehumidification fresh air handling unit

带全热回收的单级转轮除湿新风机组处理过程在焓湿图上表示如图3所示。

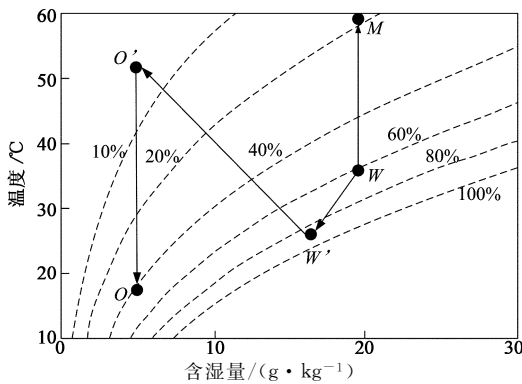


图3 热回收式单级转轮除湿新风处理焓湿图

Fig. 3 The psychrometric chart of the heat recovery single-stage rotary dehumidify fresh air handling process

新风W先经过全热回收装置与回风进行热回收,取全热回收器的显热回收效率为60%,潜热回收效率为55%,根据换热公式<sup>[1]</sup>可以得到热回收后W'点的状态。

冷水机组制冷量的计算:

$$Q = m_O(h'_{O_2} - h_{O_2}) \quad (2)$$

式中: $h'_{O_2}$ 为新风降温前的焓值,kJ/kg; $h_{O_2}$ 为新风送风焓值kJ/kg。

最低理论再生温度状态点为转轮除湿后状态点O'的等相对湿度线和再生空气状态点W'的等湿线相交的交点M<sup>[1]</sup>。

再生热量的计算:

$$Q = m_M(h_M - h_W) \quad (3)$$

式中: $h_M$ 为再生空气的焓值,kJ/kg; $m_M$ 为再生空气质量流量,kg/s,本文取再生空气流量为新风流量的1/3。

### 2.1.2 热回收式双级转轮除湿系统

带全热回收的双级转轮除湿新风机组流程如图4所示。

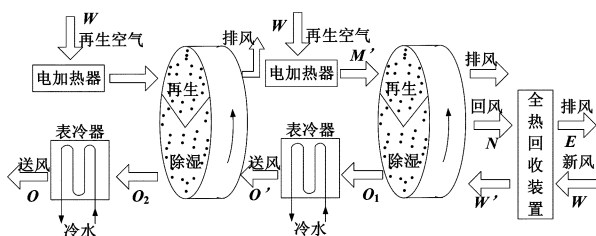


图4 热回收式双级转轮除湿新风机组流程图

Fig. 4 The flow chart of the heat recovery double-stage rotary dehumidification fresh air handling unit

带全热回收的双级转轮除湿新风机组处理过程在焓湿图上表示如图5所示。

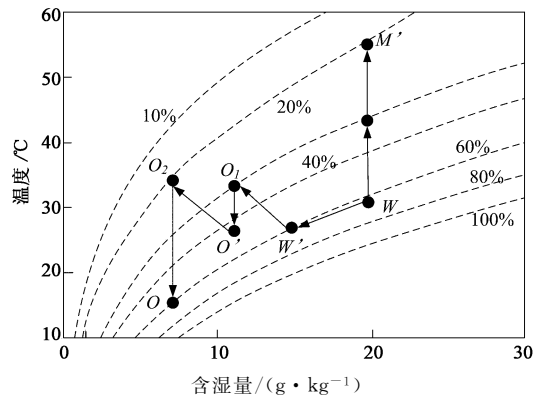


图5 热回收式双级转轮除湿新风处理焓湿图

Fig. 5 The psychrometric chart of the heat recovery double-stage rotary dehumidify fresh air handling process

新风热回收后W'点、再生空气状态点M和M'点的求解方法和热回收式单级转轮除湿一致。

低温冷水机组制冷量的计算:

$$Q = m_{O_2}(h_{O_2} - h_{O_2}) \quad (4)$$

式中: $h_{O_2}$ 为新风降温前的焓值,kJ/kg; $h_{O_2}$ 为新风送风焓值kJ/kg。

高温冷水机组制冷量的计算:

$$Q = m_{O_1}(h_{O_1} - h_{O_1}) \quad (5)$$

式中: $h_{O_1}$ 为新风降温前的焓值,kJ/kg; $h_{O_1}$ 为新风送风焓值kJ/kg。

### 2.1.3 热泵式单级转轮除湿系统

热泵式单级转轮除湿新风机组流程如图6所示。

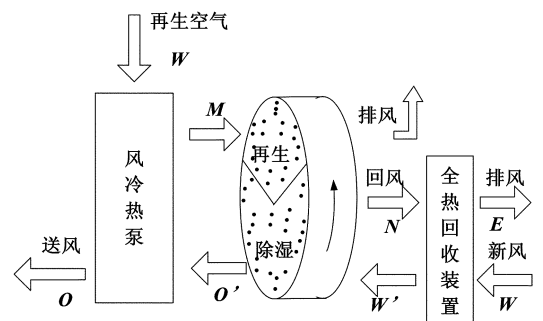


图6 热泵式单级转轮除湿新风机组流程图

Fig. 6 The flow chart of the heat pump single-stage rotary dehumidification fresh air handling unit

热泵式单级转轮除湿新风处理焓湿图和图2一致,新风热回收后W'点、再生空气状态点M点的求解方法和热回收式单级转轮除湿一致。该过程中风冷热泵最大再生能力为50℃,再生温度高于50℃

部分仍采用电加热再生。

风冷热泵提供再生热量的计算:

$$Q = m_m (h_{M_{SO}} - h_w). \quad (6)$$

式中:  $m_m$  为再生空气质量流量,  $\text{kg/s}$ ;  $h_{M_{SO}}$  为再生空气达到  $50\text{ }^\circ\text{C}$  时焓值,  $\text{kJ/kg}$ 。

低温冷水机组制冷量计算:

$$Q = m_o (h_o' - h_o) - m_m (h_{M_{SO}} - h_w). \quad (7)$$

式中:  $h_o'$  为新风降温前的焓值,  $\text{kJ/kg}$ ;  $h_o$  为新风送风焓值  $\text{kJ/kg}$ 。

电加热再生热量计算:

$$Q = m_m (h_M - h_{MSO}) \quad (8)$$

式中:  $h_M$  为再生空气的焓值,  $\text{kJ/kg}$ 。

### 2.1.4 热泵式双级转轮除湿系统

热泵式双级转轮除湿新风机组流程如图 7 所示。

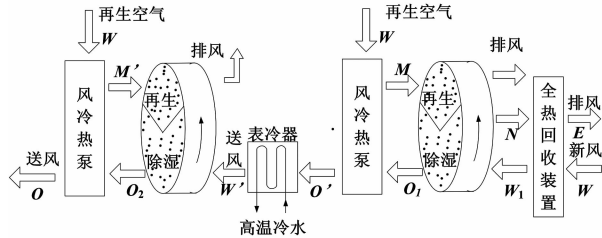


图 7 热泵式双级转轮除湿新风机组流程图

Fig. 7 The flow chart of the heat pump double-stage rotary dehumidification fresh air handling unit

热泵式双级转轮除湿新风处理焓湿图和图 4 一致。热泵式双级转轮除湿处理过程的计算方法和热泵式单级转轮除湿的计算方法相同, 在这里就不再赘述。

## 2.2 溶液除湿系统

### 2.2.1 热泵式单级溶液除湿系统

热泵式单级溶液除湿新风机组流程如图 8 所示。

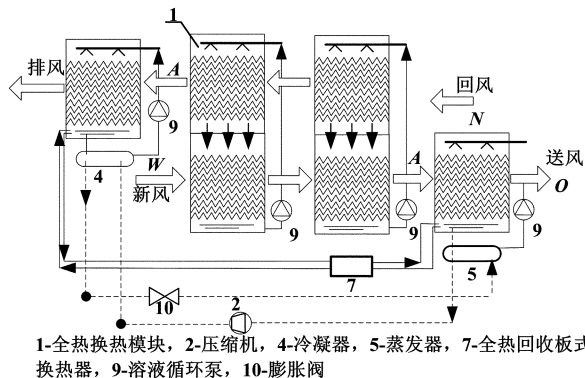


图 8 热泵式单级溶液除湿新风机组流程图

Fig. 8 The flow chart of the heat pump single-stage liquor dehumidification fresh air handling unit

热泵式单级溶液除湿新风机组处理过程在焓湿图上表示如图 9 所示。

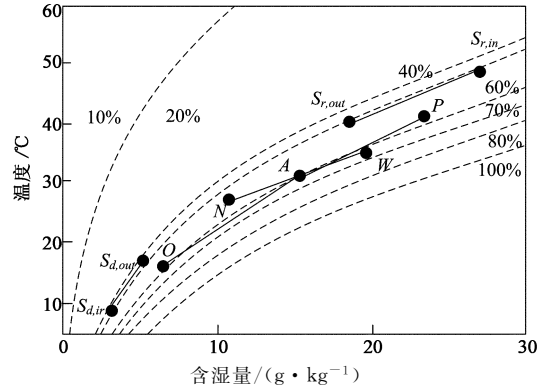


图 9 热泵式单级溶液除湿新风机组焓湿图

Fig. 9 The psychrometric chart of the heat pump single-stage liquor dehumidify fresh air handling process

新风  $W$  和回风  $N$  进行热回收, 热回收后新风  $A$  在右边喷淋模块中被蒸发器 5 冷却的溶液进行热湿交换, 溶液被稀释且温度升高, 新风  $A$  被降温除湿达到送风状态点  $O$ , 左边喷淋模块中的溶液被冷凝器 4 加热后, 在喷淋单元内完成溶液的浓缩再生过程, 被稀释的和被浓缩的溶液经过换热器 7 换热后通过溶液管相连, 通过溶液管中溶液的流动完成蒸发器侧和冷凝器侧溶液的循环, 以维持两端的浓度差。

热泵系统制冷量计算:

$$Q = m_o (h_A - h_o). \quad (9)$$

式中:  $h_A$  为全热回收后新风焓值,  $\text{kJ/kg}$ ;  $h_o$  为新风送风焓值,  $\text{kJ/kg}$ ;  $m_o$  为新风质量流量,  $\text{kg/s}$ 。

### 2.2.2 热泵式双级溶液除湿系统

热泵式双级溶液除湿新风机组流程如图 10 所示。

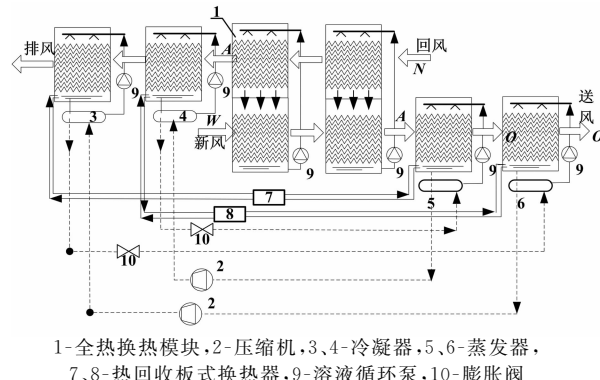


图 10 热泵式双级溶液除湿新风机组流程图

Fig. 10 The flow chart of the heat pump double-stage liquor dehumidification fresh air handling unit

热泵式双级溶液除湿新风机组处理过程在焓湿图上表示如图 11 所示。

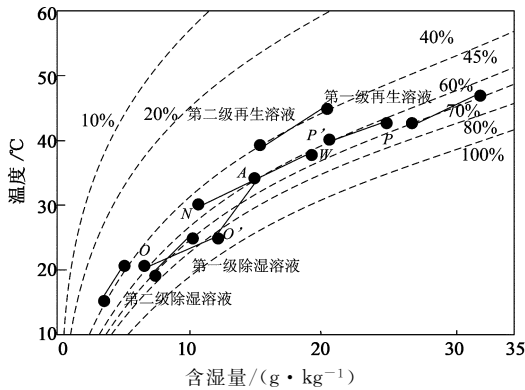


图 11 热泵式双级溶液除湿新风机组焓湿图

Fig. 11 The psychrometric chart of the heat pump double-stage liquor dehumidify fresh air handling process

两级除湿溶液采用不同浓度,浓度高的溶液无需承担较多的排热量,浓度低的溶液排出冷凝热的能力较强<sup>[12]</sup>。

热泵系统制冷量计算:

$$Q = m_O(h_A - h_O) \quad (10)$$

式中: $h_A$  为全热回收后新风焓值, kJ/kg;  $h_O$  为新风送风焓值, kJ/kg;  $m_O$  为新风质量流量, kg/s。

### 2.3 冷凝除湿系统

室内排风再热送风式冷凝除湿机组流程如图 12 所示。

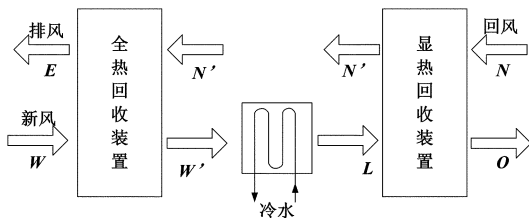


图 12 室内排风再热送风式冷凝除湿机组流程图

Fig. 12 The flow chart of the indoor sent reheat air condensate rotary dehumidification fresh air handling unit

室内排风再热送风式冷凝除湿机组处理过程在焓湿图上表示如图 13 所示。

除湿处理后的新风  $L$  与室内回风  $N$  之间进行显热热回收,实现对新风的再热处理.回风经过与除湿处理后的新风之间的显热回收后温度降低,之后再进入全热回收装置与新风进行全热交换,对新风进行预冷.预冷后的新风  $W'$  经过低温冷水盘管处理降温除湿处理到  $L$  点。

低温冷水机组制冷量计算:

$$Q = m_O(h_{W'} - h_L) \quad (11)$$

式中: $h_{W'}$  为全热回收后新风焓值, kJ/kg;  $h_L$  为经过冷水盘管降温处理后送风焓值 kJ/kg。

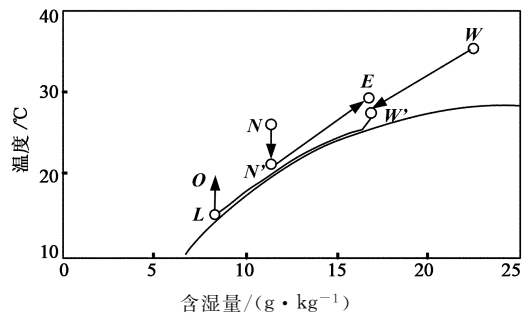


图 13 室内排风再热送风式冷凝除湿机组焓湿图

Fig. 13 The psychrometric chart of the indoor sent reheat air condensate rotary dehumidify fresh air handling process

## 3 系统能耗及系统效率

### 3.1 计算方法

本文计算结果采用 COP 的形式表示,计算过程中风冷热泵 COP 取 2.8,低温冷水机组 COP 取 4.6,高温冷水机组 COP 取 7.8.冷冻水输送系数和冷却水输送系数取 41.5<sup>[10]</sup>.取值符合《冷水机能效限定值及能源效率等级》要求<sup>[13]</sup>。

高温冷水机组电耗的计算:

$$P_1 = Q_1 / 7.8 \quad (12)$$

式中: $Q_1$  为高温冷水机组制冷量, kW。

高温冷冻水泵、冷却水泵电耗的计算:

$$P_2 = Q_1 / 41.5 \quad (13)$$

$$P_3 = Q_1 / 41.5 \quad (14)$$

式中: $P_2$  为高温冷冻水泵电耗, kW;  $P_3$  为高温冷却水泵电耗, kW。

低温冷水机组电耗的计算:

$$P_4 = Q_2 / 4.6 \quad (15)$$

式中: $Q_2$  为高温冷水机组制冷量, kW;  $P_4$  为低温冷水机组电耗, kW。

低温冷冻水泵、冷却水泵电耗的计算:

$$P_5 = Q_2 / 41.5 \quad (16)$$

$$P_6 = Q_2 / 41.5 \quad (17)$$

式中: $P_5$  为低温冷冻水泵电耗, kW;  $P_6$  为高温冷却水泵电耗, kW。

热泵系统电耗计算:

$$P_7 = Q_3 / 2.8 \quad (18)$$

式中: $Q_3$  为热泵机组供热量, kW;  $P_7$  为热泵机组电耗, kW。

热泵系统水泵电耗计算:

$$P_8 = Q_3 / 41.5. \quad (19)$$

式中:  $P_8$  为热泵系统水泵电耗, kW.

系统总制冷量计算:

$$Q = m_O(h_W - h_O) + m_F(h_N - h_F). \quad (20)$$

式中:  $Q$  为系统总制冷量(处理显热与潜热之和), kW;  $m_O$  为新风质量流量 kg/s;  $h_W$  为室外新风焓值, kJ/kg;  $h_O$  为新风送风焓值, kJ/kg;  $m_F$  为干式风机盘管处理空气质量流量, kg/s;  $h_N$  为室内空气焓值, kJ/kg;  $h_F$  为干式盘管出风焓值, kJ/kg. 计算结果见表 6.

系统总的电耗计算:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_8 + P_9. \quad (21)$$

式中:  $P_9$  为电加热再生电耗, kW.

系统 COP 的计算:

$$COP = \frac{Q}{P}. \quad (22)$$

### 3.2 计算结果

热回收式转轮除湿系统采用电加热再生空气, 低温冷水机组对除湿后新风进行降温处理, 包括一级转轮除湿和双级转轮除湿系统. 热泵式转轮除湿利用热泵对除湿后新风进行降温以及加热再生空气, 热泵能提供的最高再生温度为 50 °C, 高于 50 °C 部分采用电加热再生空气. 溶液除湿新风系统的核心部件是溶液式全热回收装置, 新风和室内回收先在溶液式全热回收装置中进行热湿交换, 然后再通过溶液式全热回收装置进行新风的降温除湿以及溶液的再生, 除湿再生过程中所需的冷热量由热泵机组提供. 各系统 COP(含室内显热、潜热和新风负荷)见表 3.

表 3 除湿系统 COP

Tab. 3 The COP of dehumidify systems

城市	总制 冷量 COP	热回收式转 轮除湿机组		热泵式转 轮除湿机组		溶液除 湿机组		冷凝除 湿机组
		kM	单级 COP	双级 COP	单级 COP	双级 COP	单级 COP	
北京	1 366	2.47	2.32	3.62	4.42	3.86	3.94	3.49
上海	1 541	2.35	2.20	3.07	3.57	3.95	4.03	3.86
长沙	1 606	2.48	2.36	3.20	3.73	3.95	4.02	3.83
广州	1 596	2.37	2.22	3.15	3.62	3.93	4.01	3.81
哈尔滨	1 119	2.42	2.26	4.38	4.74	3.76	3.84	3.08
海口	1 699	2.38	2.24	3.04	3.56	3.96	4.04	3.94
成都	1 436	2.29	2.09	3.33	3.66	3.89	3.97	3.59

## 4 THIC 空调系统 COP 对比分析

各个城市不同温湿度独立控制系统 COP 和含湿量关系见图 14.

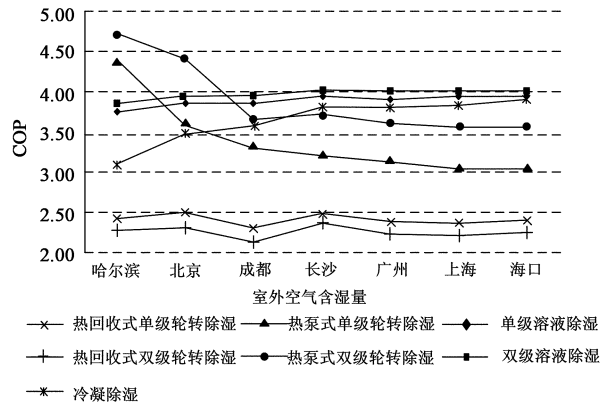


图 14 不同温湿度独立控制系统 COP 和含湿量关系

Fig. 14 The relational graph about COP and humidity ratio of different THIC

对于转轮除湿系统, 达到相同室内状态参数时热泵式机组的 COP 明显高于单纯采用电再生的转轮除湿系统, 说明电加热再生是一种不可取的再生方式. 采用热泵冷凝热再生转轮时, 单级转轮的 COP 小于双级转轮, 此时虽然双级转轮的再生热量大于单级转轮, 但双级转轮的再生温度在 50 °C 左右, 能够很好的利用热泵的冷凝热.

对于溶液除湿系统, 同一个地区单级溶液除湿系统和双级溶液除湿系统的 COP 相差很小. 但实际情况中双级溶液除湿中浓度低的一级排除冷凝热的能力比较强, 有利于降低冷凝温度, 而浓度较高的一级不用承担过多的排热量, 也就不会提高冷凝温度. 冷凝温度降低, 整个系统的 COP 将有所提高<sup>[14]</sup>.

对于室外空气含湿量较低的地区如北京和哈尔滨, 采用热泵式转轮除湿系统能获得较高的系统能效比; 对于上海、长沙、广州、海口、成都等室外空气含湿量较高的地区, 则采用溶液除湿系统、冷凝除湿系统能获得较高的系统能效比; 室外空气含湿量越高的地区越适合采用冷凝除湿系统; 从图 13 还可以看出, 溶液除湿 THIC 系统 COP 值其地区差异性不大.

## 5 结 论

本文根据3种不同形式的THIC系统的处理过程,结合不同城市的夏季室外状态参数,根据处理过程得出了不同室外状态参数下我国潮湿地区采用不同形式THIC系统的综合COP.通过研究分析可以得出以下结论.

1)对于室外含湿量相对较小的地区如北京、哈尔滨,在进行温湿度独立控制系统设计时,可优先考虑选择热泵转轮除湿系统;对于室外含湿量相对较大的地区如长沙、广州,适合选择溶液除湿系统和冷凝除湿系统.

2)由于再生热对系统综合COP有很大的影响,应使用余热、废热等低品位能源作为再生热源.

3)本次计算过程中没有考虑变工况下机组COP和除湿器性能的变化以及风机的能耗,计算结果存有一定的局限性,可供温湿度独立控制系统的技术研究、工程设计参考.对于实际工况下各系统的COP,有待以后进一步研究.

## 参 考 文 献

- [1] 刘晓华. 温湿度独立控制空调系统[M]. 2版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2003: 36—38.  
LIU Xiao-hua. Temperature and humidity independent control of air-conditioning systems[M]. 2ed. Beijing: China Architecture & Building Press, 2003: 36—38. (In Chinese)
- [2] JAIN S, BANSAL P K. Performance analysis of liquid desiccant dehumidification systems[J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(5): 861—872.
- [3] NARAYANAN R, SAMAN W Y, WHITE S D, *et al.* Comparative study of different desiccant wheel designs[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(10): 1613—1620.
- [4] LUO Yi-mo, YANG Hang-xing, LU Lin. Liquid desiccant dehumidifier: Development of a new performance prediction model based on CFD[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 69(2): 408—416.
- [5] 马宏权, 龙惟定. 高温高湿地区温湿度独立控制系统应用分析[J]. 暖通空调, 2009, 39(2): 62—69.  
MA Hong-quan, LONG Wei-ding. Application analysis of independent temperature-humidity control air conditioning systems in high humidity area[J]. HV&AC, 2009, 39(2): 62—69.
- [6] 刘栓强, 江亿, 刘晓华, 等. 热泵驱动的双级溶液调湿新风机组原理及性能测试[J]. 暖通空调, 2008, 38(1): 54—63.  
LIU Shuan-qiang, JIANG Yi, LIU Xiao-hua, *et al.* System principle and performance tests of a heat pump driven two-stage liquid desiccant outdoor air handler[J]. HV&AC, 2008, 38(1): 54—63. (In Chinese)
- [7] 杨自力, 连之伟. 基于理想除湿效率的液体除湿空调系统性能影响因素分析[J]. 上海交通大学学报, 2014, 48(6): 822—826.  
YANG Zi-li, LIAN Zhi-wei. Analysis of influencing factors on performance of the L. D. A. C. system based of the concept of ideal dehumidification efficiency[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2014, 48(6): 822—826. (In Chinese)
- [8] 杨昌智, 陈丹. 排风热回收系统的经济性分析[J]. 湖南大学学报: 自然科学版, 2009, 36(12): 103—108.  
YANG Chang-zhi, CHEN Dan. Economic analysis on heat systems from exhauster air[J]. Journal of Hunan University: Natural Sciences, 2009, 36(12): 103—108. (In Chinese)
- [9] GB 50736—2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012: 102—177.  
GB 50736—2012 Design code for heating ventilation and air conditioning of civil buildings[S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2012: 102—177. (In Chinese)
- [10] 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: 23—24.  
GB 50189—2005 Design standard for energy efficiency of public buildings[S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2005: 23—24. (In Chinese)
- [11] 刘云祥. 排风热回收系统应用的探讨[J]. 暖通空调, 2012(7): 72—77.  
LIU Yun-xiang. Application of exhaust air heat recovery system[J]. HV&AC, 2012(7): 72—77. (In Chinese)
- [12] 黄蓉. 温湿度独立控制系统在长沙地区的应用研究[D]. 长沙: 湖南大学土木工程学院, 2014: 49—51.  
HUANG Rong. Applied research on temperature and humidity independent control of air-conditioning systems in Changsha area[D]. Changsha: College of Civil Engineering, Hunan university, 2014: 49—51. (In Chinese)
- [13] GB 19577—2004 冷水机能效限定值及能源效率等级[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2004: 1—4.  
GB 19577—2004 The minimum allowable values of the energy efficiency and Energy efficiency grades for water chillers[S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2004: 1—4. (In Chinese)
- [14] 刘栓强. 热泵式溶液调湿空气处理装置的研究[D]. 北京: 清华大学建筑学院, 2010: 63—65.  
LIU Shuan-qiang. Research on liquid desiccant air handling device driven by heat pump[D]. Beijing: Tsinghua University School of Architecture, 2010: 63—65. (In Chinese)