

# 利用冷凝热再生的复合除湿空调除湿潜力分析

韩 星, 张 旭, 隋学敏, 李魁山

(同济大学 暖通空调及燃气研究所, 上海 200092)

**摘要:**简要描述了利用冷凝热再生的复合除湿空调系统形式及其节能性特点;在热力学第一定律和热力学第二定律的基础上,分别以冷凝器和除湿转轮为控制体,建立了复合除湿空调的系统热力学模型,并给出模型求解框图,从而可以求得复合除湿空调系统的除湿量;最后,计算了在不同转轮效率和室内单位面积显热负荷下的系统单位面积除湿量,并讨论了新风量大小对结果的影响;结果表明,在现有转轮效率和常见单位面积负荷指标下,转轮的除湿量小于新风湿负荷(1次/h),而降低新风量后(0.5次/h),当转轮效率较高和室内显热负荷较大时,转轮能够承担新风湿负荷。

**关键词:**除湿空调;冷凝热;热力学模型;除湿能力

中图分类号:TB657.2 文献标志码:A 文章编号:1006-7329(2008)05-0118-05

## A Theoretical Study on Thermal Dynamics Model and the Dehumidification Capacity of Hybrid Desiccant Cooling System with Condensation Heat Recovery

HAN Xing, ZHANG Xu, SUI Xue-min, LI Kui-shan

(HVAC and Gas Institute, Mechanical Engineering College, Tongji University, Shanghai 200092 P. R. China)

**Abstract:** The structure and energy conservation characteristics of hybrid desiccant cooling system with condensation heat recovery are introduced briefly. Based on the first and second law of thermodynamics, a system thermodynamic model is established and the solution process given in a diagram. The dehumidification capacity is calculated under different exergy efficiency and indoor sensible heat conditions. The calculation results show that the desiccant wheel barely can compensate for the humidity load of outdoor air under with a ventilation rate of providing fresh air once per hour; when the fresh air rate of ventilation is limited to 0.5 times per hour, however, the desiccant wheel possess sufficient capacity under relatively large wheel exergy efficiency and high sensible heat load.

**Key words:** hybrid desiccant cooling; condensation heat recovery; thermodynamic model; dehumidification capacity

### 参数符号表

$h_{R1}$ 、 $h_{R2}$ 、 $h_{R3}$ 、 $h_{R4}$  分别为蒸汽压缩制冷循环中 1、2、3、4 点的焓值(kJ/kg);  $h_{Reg1}$ 、 $h_{Reg2}$ 、 $h_{Reg3}$  分别为再生空气 1、2、3 点的焓值(kJ/kg);  $h_{S1}$ 、 $h_{S2}$ 、 $h_{S3}$  分别为室外送风 1、2、3 点的焓值(kJ/kg);  $q_{ev}$  和  $q_{con}$  分别为蒸发器和冷凝器侧的单位质量工质的换热量(kJ/kg);  $Q_{ev}$  和  $Q_{con}$  分别为蒸发侧和冷凝侧的总换热量;  $m_R$ 、 $m_{Reg}$ 、 $m_S$  分别为制冷剂流量(kg/s)、再生空气流量(kg/s)和新

风送风量(kg/s);  $T_0$  为环境温度(K);  $T_{Reg1}$ 、 $T_{Reg2}$ 、 $T_{Reg3}$  分别为再生空气 1、2、3 点的温度(K);  $T_{Reg,m}$  为冷凝器的空气侧平均温度(K);  $d_{Reg1}$ 、 $d_{Reg2}$ 、 $d_{Reg3}$  分别为再生空气 1、2、3 点的含湿量(g/kg 干空气);  $d_{S1}$ 、 $d_{S2}$  分别为新风送风 1、2 点的含湿量(g/kg 干空气);  $E_{R1}$ 、 $E_{R2}$ 、 $E_{R3}$ 、 $E_{R4}$  分别为蒸汽压缩制冷循环中 1、2、3、4 点的内能(kJ);  $E_{Reg1}$ 、 $E_{Reg2}$ 、 $E_{Reg3}$  分别为再生空气 1、2、3 点的内能(kJ);  $E_{S1}$ 、 $E_{S2}$  分别为新风送风 1、2 点的内能

\* 收稿日期:2008-03-16

基金项目:十一五国家科技支撑计划重大项目“长江流域住宅室内热湿环境低能耗控制技术与示范”(2006BAJ01A05)

作者简介:韩星(1981-),男,博士研究生,主要从事新型空调装置与建筑节能研究。(E-mail):foolishstar@163.com。

张旭(联系人),男,教授,博士生导师。(E-mail):zhangxu-hvac@mail.tongji.edu.cn。

(kJ);  $E_{con,l}$  为冷凝器的损失(kJ);  $e$  为单位质量工质的内能(kJ/kg);  $\eta_{com,s}$  为压缩机的绝热效率;  $S_{R1}$ 、 $S_{R2}$ 、 $S_{R3}$ 、 $S_{R4}$  分别为蒸汽压缩制冷循环中 1、2、3、4 点的熵(kJ/(kg·K));  $W_{com}$  为压缩机耗功(kW);  $\xi_{con}$  为蒸汽压缩制冷系统中的冷凝器损率;  $k$  为吸附热与水的蒸发潜热的比值;  $c_{p,a}$  为干空气定压比热(kJ/(kg·K));  $c_{p,v}$  为水蒸汽定压比热(kJ/(kg·K));  $T_0$  为零点温度(K);  $d_0$  为零点含湿量(g/kg 干空气);  $R_a$  为干空气气体常数(kJ/(kg·K));  $R_v$  为水蒸汽气体常数(kJ/(kg·K));

### 1 概 述

传统除湿空调的工作原理是利用吸附剂除湿加蒸发冷却。早在 20 世纪 60 年代,科学家们就已经开始了对除湿空调系统的研究,建立了一些模型样机,并进行了大量实验,除湿空调技术得到了较快发展。20 世纪七八十年代以来,能源危机的发生、日益严重的环境问题使许多发达国家斥以巨资对除湿空调技术进行研究。美国燃气技术研究院(IGT)、国家太阳能研究所、伊利诺伊工学院等研究机构早投入了大量人力物力在该技术领域进行研究,取得了许多成果<sup>[1]</sup>。经典的除湿空调循环包括 Pennington 通风模式、循环模式, Maclaine 混合模式, Dunkle 模式等。

复合除湿空调系统结合了吸附剂除湿装置和传统的压缩式制冷系统。吸附剂用来处理湿空气的潜热,压缩式制冷系统处理空气的显热。这样,由于不需要

对空气进行冷冻去湿,压缩制冷装置的蒸发温度可以提高,制冷效率提高;湿空气经吸附除湿后温度升高,与室内排风的温差加大,排风热回收量增大。

Burns 对几种不同的复合除湿空调循环进行研究,并传统空调系统进行了比较,指出在始终的环境下,复合系统可以节能 56.5%~66%<sup>[2]</sup>。Sheridan 等研究了一种复合除湿空调系统,在热干气候下,系统比热湿气候的节能性更好<sup>[3]</sup>。Dhar 等模拟了在典型的热—干和热—湿气候条件下,四种复合循环的转轮除湿空调系统的性能,研究了室内显热因素、通风混合率和再生温度对系统的影响,指出与传统压缩式空调系统相比,在绝大多数经常遇到的工况下,复合转轮除湿空调系统能节约大量能源<sup>[4]</sup>。

在以上研究者提出的几种复合除湿空调的循环中,有的是利用加热器获取吸附剂再生热量;有的是利用冷凝器预热,再用加热器将再生空气加热到需要的温度。这是因为一般冷凝温度较低,回收冷凝热得到的再生空气温度一般小于 60℃,在较低的再生温度下,吸附剂再生效率低,有可能导致除湿转轮的除湿性能下降乃至达不到要求。

本文的目的是研究在只利用冷凝热,而没有加热器等装置来再生吸附剂时,复合除湿空调系统的除湿能力。本文采用热力学分析方法,不涉及具体的设备参数,建立系统的热力学模型,通过分析方法计算只利用回收的冷凝热时,系统除湿能力,新风处理参数等。

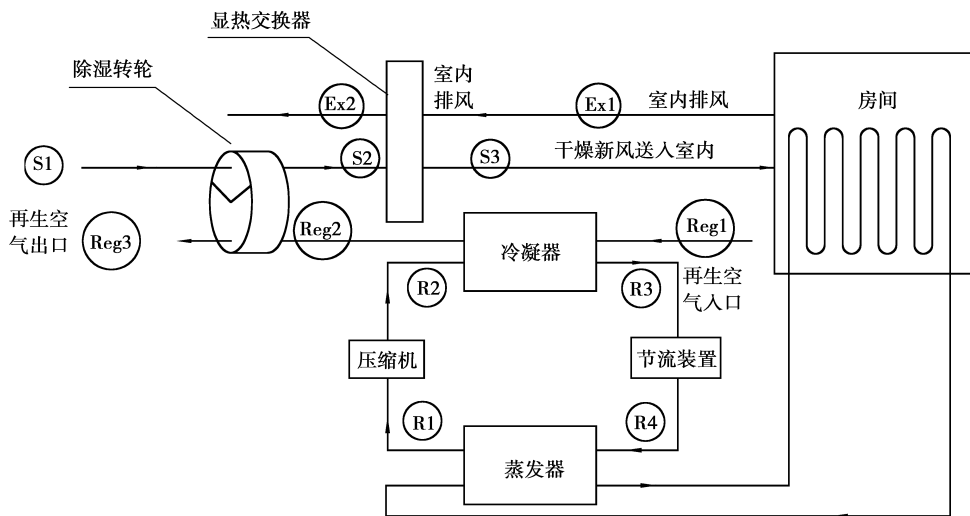


图 1 利用冷凝热回收的复合除湿空调系统图

### 2 利用冷凝热再生的复合除湿空调的系统

利用冷凝热再生的复合除湿空调的系统模型如图所示。系统包括一套蒸汽压缩式制冷系统,一个除湿

转轮和一个显热回收器。新风经转轮除湿后,含湿量减小,而温度升高;与室内的排风进行显热交换,回收部分排风能量后送入室内承担室内湿负荷;蒸发器与水换热制取高温冷水送入室内辐射末端或者干盘管,

承担室内显热负荷。室内的余湿和新风的余湿由除湿转轮承担,压缩制冷系统承担室内和新风的显热负荷。冷凝器排热将室外空气加热后,用于再生除湿转轮。

这种系统的节能性在于:(1)除湿转轮承担湿负荷之后,室内盘管只承担显热负荷,因此蒸汽压缩循环的蒸发温度可以提高,制冷系数提高;(2)新风在经过除湿转轮除湿后,含湿量减小,温度升高,与室内排风的温差加大,回收的排风中的冷量增多。需要注意的是,由于固体吸附一般是等焓或者增焓过程,所以利用转轮除湿本身不具有节能效果。

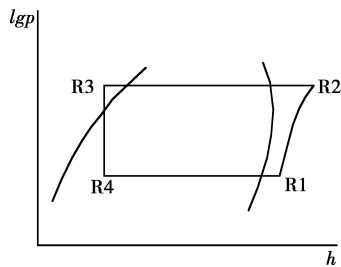


图2 蒸汽压缩制冷循环的lgP-h图

### 3 利用冷凝热再生的复合除湿空调的热力学模型

本文分别以冷凝器和除湿转轮为控制体,建立热力学模型,通过再生空气的参数将两个模型联系起来,从而组成复合除湿空调系统的热力学模型。

#### 3.1 以冷凝器为控制体的热力学分析

假设室内和新风需要去除的显热为 $Q$ ,蒸发器承担的负荷 $Q_{ev}$ ,假设压缩制冷系统可以承担全部的显热负荷,则 $Q=Q_{ev}$ 。

空调系统单位质量工质的制冷量(用于除去显热)为 $q_{ev}=h_{R1}-h_{R4}$ ,所以,制冷剂流量为 $m_R=\frac{Q_{ev}}{q_{ev}}$ ;单位质量工质的冷凝放热量为 $q_{con}=h_{R2}-h_{R3}$ ,则冷凝器放出的热量为 $Q_{con}=m_R \cdot q_{con}$ ;压缩机耗功 $W_{com}=m_R \cdot (h_{R2s}-h_{R1})/\eta_{com,s}$ 。

压缩制冷系统除去显热后,通过冷凝器排出,加热室外空气用于再生,根据热力学第一定律,进出口能量平衡,有以下关系:

$$Q_{con} = m_{Reg} \cdot c_p \cdot (T_{Reg2} - T_{Reg1}) = m_{Reg} \cdot (h_{Reg2} - h_{Reg1}) = m_R \cdot (h_{R2} - h_{R3}) \quad (1)$$

根据热力学第二定律,冷凝器的损失等于进入冷凝器与流出冷凝器的差值,即

$$E_{con,L} = (E_{R2} - E_{R3}) + (E_{Reg1} - E_{Reg2}) \quad (2)$$

而(2)式中等号右侧的再生空气的项可以如下变化

$$\begin{aligned} E_{Reg1} - E_{Reg2} &= m_{Reg} \cdot [(h_{Reg1} - h_{Reg2}) - T_o \cdot (s_{Reg1} - s_{Reg2})] = m_{Reg} \cdot (h_{Reg1} - h_{Reg2}) + \int_{Reg1}^{Reg2} T_o \frac{\delta Q_{con}}{T_{Reg}} \\ &= m_{Reg} \cdot (h_{Reg1} - h_{Reg2}) + T_o \cdot \frac{Q_{con}}{T_{Reg,m}} \quad (3) \end{aligned}$$

其中 $T_{Reg,m}$ 为冷凝器空气侧平均温度;

$$E_{R2} - E_{R3} = m_R \cdot [(h_{R2} - h_{R3}) - T_o \cdot (S_{R2} - S_{R3})] = m_R \cdot (h_{R2} - h_{R3}) - T_o \cdot m_R \cdot (S_{R2} - S_{R3}) \quad (4)$$

假设蒸汽压缩制冷系统中冷凝器的损失率为 $\xi_{con}$ (制冷系统中冷凝器的损失率定义为冷凝器的损与压缩机耗功之比),则冷凝器的损失为

$$E_{con,L} = \xi_{con} \cdot W_{com} \quad (5)$$

所以,综合(1)、(2)、(3)、(4)、(5)式后,方程变为

$$\xi_{con} \cdot W_{com} = T_o \cdot \frac{Q_{con}}{T_{Reg,m}} - T_o \cdot m_R \cdot (S_{R2} - S_{R3}) \quad (6)$$

若取冷凝器空气侧的平均温度为进出口温度的平均值,则

$$T_{Reg,m} = \frac{T_{Reg1} + T_{Reg2}}{2}$$

$$T_{Reg2} = \frac{2 \cdot T_o \cdot Q_{con}}{T_o \cdot m_R \cdot (S_{R2} - S_{R3}) + \xi_{con} \cdot W_{com}} - T_{Reg1}$$

则冷凝器空气侧的流量为:

$$m_{Reg} = \frac{Q_{con} \cdot [T_o \cdot m_R \cdot (S_{R2} - S_{R3}) + \xi_{con} \cdot W_{com}]}{2 \cdot c_p \cdot [T_o \cdot Q_{con} - (T_o \cdot m_R \cdot (S_{R2} - S_{R3}) + \xi_{con} \cdot W_{com}) \cdot T_{Reg1}]}$$

至此,得到了在一定的制冷量和冷凝器效率下的冷凝器出口的空气温度和流量,此空气将作为除湿转轮的再生空气。

#### 3.2 以除湿转轮为控制体的热力学模型

对于除湿转轮来说,在达到稳态除湿之后,质量守恒方程如下:

$$m_{Reg} \cdot (d_{Reg3} - d_{Reg2}) = m_S \cdot (d_{S1} - d_{S2}) \quad (7)$$

能量守恒方程为:

$$m_{Reg} \cdot (h_{Reg3} - h_{Reg2}) = m_S \cdot (h_{S1} - h_{S2}) \quad (8)$$

方程为:

$$E_{rot,L} = (E_{S1} - E_{S2}) + (E_{Reg2} - E_{Reg3}) \quad (9)$$

处理空气进出口焓值之间有如下关系:

$$h_{S2} = k \cdot h_{S1} \quad (10)$$

对于大多数吸附剂,吸附热大于水的蒸发热,也就意味着实际除湿和再生过程并非等焓过程。目前使用的大多数干燥剂的吸附热通常比水蒸发潜热大5%~10%<sup>[1]</sup>。则 $k=1.05\sim 1.1$ 。

单位质量湿空气的为<sup>[5]</sup>:

$$e = (c_{p,a} + d \cdot c_{p,v}) \cdot T_o \cdot \left( \frac{T}{T_o} - 1 - \ln \frac{T}{T_o} \right) + (1 + 1.608 \cdot d) \cdot R_a \cdot T_o \cdot \ln \frac{p}{p_o}$$

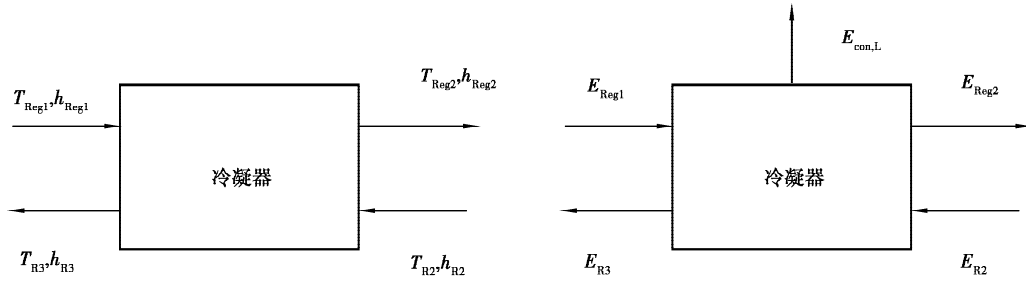


图 3 冷凝器的能量平衡和平衡

$$\begin{aligned}
 &+ R_a \cdot T_o \cdot [(1 + 1.608 \cdot d) \cdot Ln \frac{1 + 1.608 \cdot d_o}{1 + 1.608 \cdot d} + \\
 &1.608 \cdot d \cdot Ln \frac{d}{d_o}]
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

转轮的效率计算参考文献<sup>[6]</sup>的实验数据,硅胶转轮和氯化锂转轮的计算结果如下。计算时的零点取为室外环境温度下的饱和状态点<sup>[7]</sup>。

根据测试结果,计算得到硅胶转轮的效率在15%~35%之间,氯化锂转轮的效率在30%~60%之间。

以上各式中,  $d_{Reg3}$ 、 $d_{S2}$  和  $T_{Reg3}$ 、 $T_{S2}$  为未知数,(7)、(8)、(9)、(10)四个方程四个未知数,方程组封闭。联立以上各式,则可以求得在一定的除湿转轮损失下,除湿转轮的除湿量。

### 3.3 模型求解

输入条件:房间显热负荷和潜热负荷,新风量;压缩制冷系统参数(冷剂类型、蒸发温度、冷凝温度、压缩

机效率);冷凝器效率;除湿转轮效率;显热回收器效率。由于显热交换器会减小一部分房间显热负荷,因此,蒸发器的换热量与房间显热负荷并不相等,所以在开始计算时需要进行假设。

## 4 结果讨论

利用上述模型,讨论在不同的房间显热负荷下,该系统的除湿能力。

蒸汽压缩制冷系统的制冷剂采用 R22,压缩机绝热效率 0.75,蒸发温度 15 °C,吸气温度 20 °C,冷凝温度 55 °C,出口过冷度 5 °C;假设层高 3 m,按照 1 次/h 换气次数考虑,单位建筑面积的新风量为 3 m<sup>3</sup>/h,按照 0.5 次/h 换气次数来考虑,单位面积的新风量为 1.5 m<sup>3</sup>/h;冷凝器的损失率一般 15%~20%之间<sup>[8]</sup>,这里取冷凝器的损失率为 20%;除湿转轮的效率见表 1;室内显热负荷按照较为常见的 20 W/m<sup>2</sup>~100 W/m<sup>2</sup>考虑,则计算结果如下。

表 1 除湿转轮效率计算结果

再生温度/°C	60	80	80	100	100	120	120
新风参数(°C, g/kg 干空气)	25.72	19.7	30	22.75	34.15	33.6	22
	6.8	9.7	14	6.4	19	20	5
硅胶转轮效率/%	34.43	13.48	20.43	21.12	35.32	24.99	14.58
再生温度/°C	60	80	80	100	100	120	120
新风参数(°C, g/kg 干空气)	24.96	20	29.84	23.99	34	34.5	21.66
	7.1	10.5	13.9	7.5	18	19	5.2
氯化锂转轮效率/%	51.46	30.19	53.87	35.50	58.24	43.67	28.12

由计算结果可以看出,新风量按照 1 次换气次数来取时,转轮的除湿能力较强,比 0.5 次换气次数时的除湿能力高出约 25%。但是,由于新风量大的时候,新风的本身湿负荷也较大,因此,由图 5 可以看出,转轮能够承担的湿负荷在大部分情况下小于新风本身的湿负荷;当取 0.5 次换气次数时,转轮除湿量有所减小,但同时新风的湿负荷也会减小,由图 6 的结果可以看出,在转轮效率为 40% 时,室内显热负荷高于 70 W/m<sup>2</sup>,转轮效率 60% 时,室内显热负荷高于 50 W/m<sup>2</sup>,转轮即可承担全部新风湿负荷。

## 5 结 论

利用冷凝热来再生吸附剂,用以对新风除湿,并且结合传统的蒸汽压缩制冷系统去除显热的复合除湿空调系统的节能优势在于:①蒸汽压缩循环的蒸发温度可以提高,制冷系数提高;②新风在经过除湿转轮除湿后,温度升高,与室内排风的温差加大,回收的排风中的冷量增多。需要注意的是,由于固体吸附一般是等焓或者增焓过程,所以利用转轮除湿本身不具有节能效果。

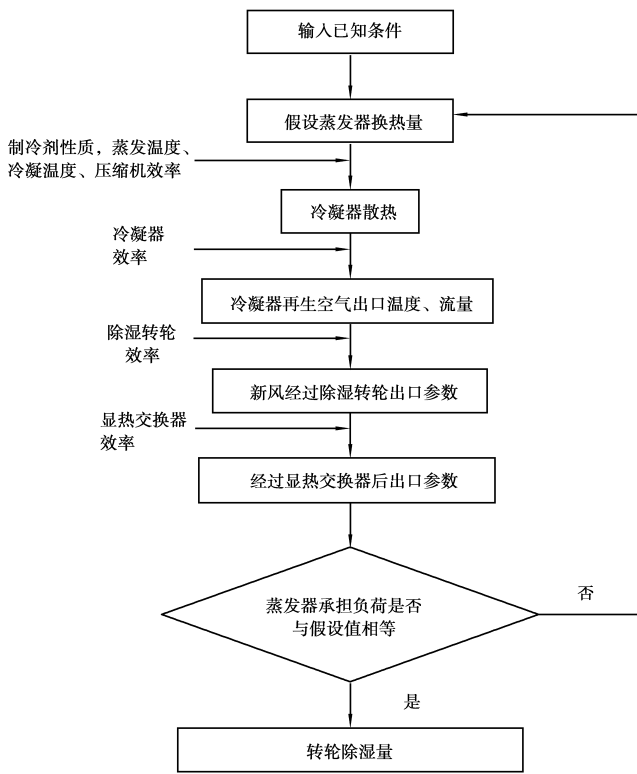


图4 复合除湿空调系统除湿量求解框图

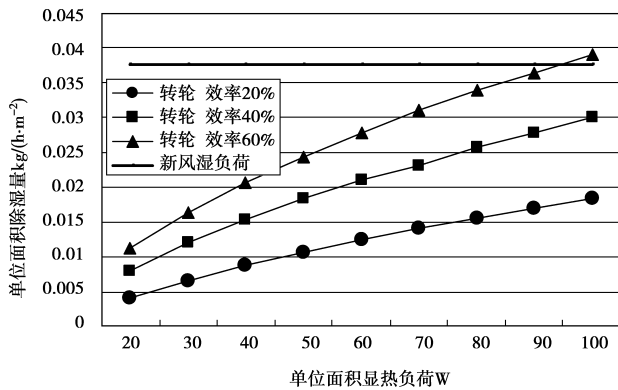


图5 新风量按照1次换气次数来取的除湿能力计算

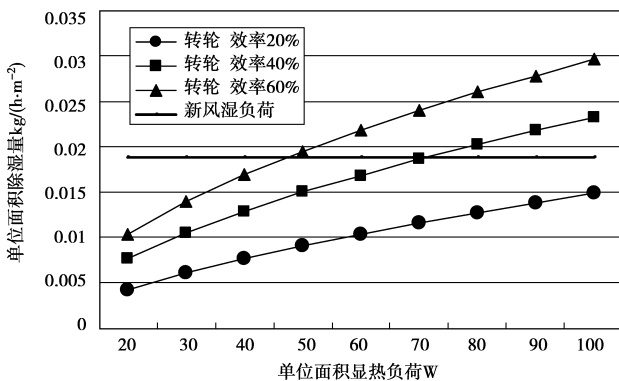


图6 新风量按照0.5次换气次数来取的除湿能力计算

为了研究这种复合除湿空调系统的吸附剂除湿能力,本文应用热力学第一定律和第二定律,对复合除湿空调系统建立了热力学能质传递模型,并给出计算求

解框图,可以用来解得一定冷凝器和除湿转轮效率下的系统除湿量。

最后,根据建立的模型计算了不同转轮效率和不同室内单位面积显热负荷下的转轮除湿能力,并讨论了新风量对结果的影响。结果表明,在现有转轮效率和常见单位面积负荷指标下,转轮的除湿量小于新风湿负荷(1次/h),而降低新风量后(0.5次/h),当转轮效率较高和室内显热负荷较大时,转轮能够承担新风湿负荷。

因此,应用这种系统的关键是控制新风量的前提下,进一步提高除湿转轮的效率,并且将传统的冷冻除湿和转轮除湿方法相结合,满足空调除湿要求。

参考文献:

[1] 王如竹. 制冷学科进展研究与发展报告[M]. 北京:科学出版社,2007.

[2] BURNS PR, MITCHELL J W, BECKMAN W A. Hybrid desiccant cooling systems in super market applications [J]. ASHRAE Transactions, 1985, 91 (Part -1B):457-468.

[3] SHERIDAN J C, MITCHELL J W. Hybrid solar desiccant cooling system [J]. Solar Energy, 1985, 34(2):187-193.

[4] DHAR PL, SINGH S K. Studies on solid desiccant based hybrid air-conditioning systems [J]. Applied Thermal Engineering, 2001,21: 119-134.

[5] BEJAN A. Advanced engineering thermodynamics [M]. New York: John Wiley& Sons, 1988.

[6] 贾春霞,吴静怡,代彦军. 干燥剂转轮除湿性能实验研究[J]. 化学工程,2006,34(6):4-7. Jia Chun-xia, Wu Jing-yi, Dai Yan-jun. Experimental study on desiccant wheel dehumidification performance [J]. Chemical Engineering, 2006, 34(6):4-7.

[7] 李震,江亿,刘晓华,谢晓云. 湿空气处理的分析[J]. 暖通空调,2005,35(1):97-103. Li Zhen, Jiang Yi, Liu Xiao-hua, Xie Xiao-yun. Exergy analysis in humid air processes [J]. HV&AC, 2005, 35 (1):97-103.

[8] 王林. 小型制冷系统仿真及不可逆性分析[D]. 长沙:湖南大学硕士论文,2002.

(编辑 陈蓉)