

文章编号:0253-4339(2025)02-0047-12

doi:10.12465/j.issn.0253-4339.2025.02.047

# 太阳能转轮除湿-吸附式制冷系统的性能仿真研究

姜美玲<sup>1</sup> 曾涛<sup>2</sup> 林树森<sup>2</sup> 邓立生<sup>2</sup> 李军<sup>2</sup> 黄宏宇<sup>2</sup> 罗向龙<sup>1</sup>

(1 广东工业大学材料与能源学院 广州 510006; 2 中国科学院广州能源研究所 广州 510640)

**摘要** 为进一步减少温湿度独立控制空调系统的电能消耗,提高太阳能利用率,利用 TRNSYS 18 建立了一套太阳能转轮除湿-吸附式制冷系统(SDCS-A)。从系统性能系数( $COP_{sys}$ )、太阳分数( $F_s$ )和一次能源消耗量( $E_p$ )等方面分析了广州气候条件下不同集热器面积和水箱体积对系统性能的影响,并与太阳能转轮除湿-压缩式制冷系统(SDCS-C)进行对比。结果表明:对于SDCS-A系统,改变集热器面积对 $F_s$ 和 $E_p$ 的影响更显著,不同面积之间的 $F_s$ 平均增幅为12.18%,而改变水箱体积对 $COP_{sys}$ 影响更大,不同水箱体积之间最大差值为0.1。与SDCS-C相比,在整个制冷季中,SDCS-A的月平均 $COP_{sys}$ 和月平均 $F_s$ 分别提高6.51%和21.05%,月平均 $E_p$ 降低21.45%。同时,研究了SDCS-A系统在不同气候条件下的运行性能,结果表明,相较于北京、上海和拉萨3个地区,广州气候条件下具有更稳定和更高的月 $COP_{sys}$ 。

**关键词** 太阳能;除湿转轮;吸附式制冷;性能分析;TRNSYS

中图分类号:TB61<sup>+</sup>1;TU834.9;S214.4

文献标识码:A

## Performance Simulation of a Solar Assisted Desiccant Wheel and Adsorption Cooling System

Jiang Meiling<sup>1</sup> Zeng Tao<sup>2</sup> Lin Shusen<sup>2</sup> Deng Lisheng<sup>2</sup> Li Jun<sup>2</sup> Huang Hongyu<sup>2</sup>  
Luo Xianglong<sup>1</sup>

(1. Guangdong University of Technology, School of Materials and Energy, Guangzhou, 510006, China; 2. Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou, 510640, China)

**Abstract** To reduce energy consumption in temperature- and humidity-independent air-conditioning systems and enhance solar energy utilization, this study developed a solar-assisted desiccant wheel and adsorption cooling system (SDCS-A) using TRNSYS 18. System performance under Guangzhou's climatic conditions was analyzed by varying collector areas and tank volumes together with evaluating metrics such as system coefficient of performance ( $COP_{sys}$ ), solar fraction ( $F_s$ ), and primary energy consumption ( $E_p$ ). These results were compared with those of a solar-assisted desiccant wheel and vapor compression cooling system (SDCS-C). Findings indicate that changes in collector area significantly influence  $F_s$  and  $E_p$ , with  $F_s$  increasing by an average of 12.18%, while variations in tank volume predominantly affect  $COP_{sys}$ , with a maximum difference of 0.1. Compared to SDCS-C, SDCS-A achieved 6.51% higher monthly average  $COP_{sys}$ , a 21.05% increase in  $F_s$ , and a 21.45% reduction in  $E_p$  during the cooling season. Furthermore, the system's performance across different climates was evaluated, demonstrating that Guangzhou offers more stable and higher monthly  $COP_{sys}$  values than Beijing, Shanghai, and Lhasa.

**Keywords** solar energy; desiccant wheel; adsorption cooling; performance analysis; TRNSYS

随着世界经济的发展,全球能源消耗量在不断上升,其中很大一部分用于建筑空间的供暖制冷和通风。目前,我国能源结构仍以化石能源为主,能源消耗量不断上升,导致环境污染问题日益严重。在热带和亚热带地区,空调系统的能耗约占建筑能耗的50%~70%<sup>[1]</sup>。为降低建筑空调能耗,发展高效的制冷技术迫在眉睫。近些年来,对太阳能的研究利用范

围日益扩大,特别是太阳能与制冷系统的结合<sup>[2]</sup>,太阳能转轮除湿制冷系统(solar desiccant cooling systems, SDCSs)是一种使用太阳能作为驱动能源的制冷系统,已经发展了几十年,在各种行业得到广泛应用,包括制药、食品加工、医疗产品等,是空调领域的一个重要分支<sup>[3]</sup>。SDCSs系统结构如图1所示,包括太阳能集热器、储热水箱、除湿转轮、蒸发冷却器等部

基金项目:国家重点研发计划(2021YFB1507303)资助项目。(The project was supported by the National Key Research and Development Program of China (No. 2021YFB1507303).)

收稿日期:2023-11-10;修回日期:2024-01-16;录用日期:2024-02-26

件,组成太阳能热水和转轮除湿 2 个子系统。

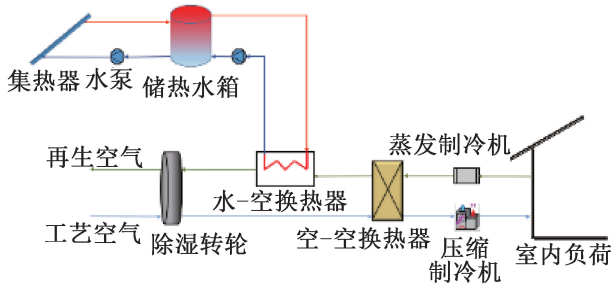


图 1 SDCS 系统结构  
Fig.1 Structure of SDCS system

转轮除湿子系统降低环境空气中的湿度和温度,为室内提供舒适的空气环境;太阳能热水子系统为除湿转轮提供再生所需热量。SDCSs 优势在于可以利用低品位热源驱动、几乎不用使用非自然工质以及再生温度较低<sup>[4]</sup>。为了达到室内舒适的湿度环境,传统空调系统需要采用过度冷却的方式处理空气中过多的水分,导致处理空气温度过低,一般需要再热才能达到较为舒适的空气温度<sup>[5]</sup>。与传统空调系统的区别是,SDCSs 可以独立处理显热负荷和潜热负荷,不需要将处理空气过冷再热,进一步减少能源消耗。

1955 年, N. A. Pennington<sup>[6]</sup> 取得了第 1 个关于转轮除湿的专利,近几十年来,许多学者设计和研究了各种不同的 SDCSs。德国里萨某技术中心<sup>[7]</sup>建立了以太阳能作为热源的转轮除湿空调系统,运行情况显示,太阳能集热的保证率最大达 76%,空调的 COP (性能系数, coefficient of performance) 为 0.6。许多学者<sup>[8-11]</sup>通过实验和模拟研究了太阳能转能除湿系统的性能,结果表明,在相同条件下,相较于传统系统,太阳能转轮除湿制冷系统有很大的节能潜力。M. M. S. Dezfouli 等<sup>[1]</sup>和 R. Narayanan 等<sup>[12]</sup>提出多种结构不同的太阳能转轮除湿制冷系统,结果表明,相较于传统压缩式制冷系统,结合了除湿制冷模块的制冷系统能更有效地在湿热环境中为室内提供舒适的空气环境,且节能效果显著。综上所述,SDCSs 是一种适用于高温高湿气候的空调制冷系统。但传统的 SDCSs 通常需要结合以电能为驱动力的压缩式制冷系统为室内提供冷量,对电力系统造成负担。

由于太阳能制冷技术对环境友好,节能效果明显,被视为适合替代传统制冷技术的制冷方式之一<sup>[13]</sup>。吸附式制冷技术是一种可以利用太阳能等低品位热能驱动的制冷技术<sup>[14]</sup>,结构简单,可采用环保制冷剂,且具有无运动部件、低振动、低噪音等优点<sup>[15-17]</sup>。目前对于吸附式制冷系统的研究,主要针

对太阳能空调系统的应用<sup>[18]</sup>,耦合转轮除湿系统和吸附式制冷系统的动态模拟研究较少。

为进一步降低 SDCSs 的运行能耗,提高太阳能利用率,本文基于太阳能转轮除湿-压缩式制冷系统 (solar assisted desiccant wheel and compression cooling system, SDCS-C),提出了一种太阳能转轮除湿-吸附式制冷系统 (solar assisted desiccant wheel and adsorption cooling system, SDCS-A),利用 TRNSYS 18 建立 SDCS-C 和 SDCS-A 模型,研究了集热器面积、水箱体积对 SDCS-C 和 SDCS-A 性能的影响。同时,研究了 SDCS-A 在 4 种不同气候条件下的运行性能。

## 1 系统概述

### 1.1 系统结构概述及工作原理

SDCS-A 的系统结构如图 2 所示,整个系统包括太阳能热水系统、转轮除湿系统和吸附式制冷系统 3 个子系统。工艺空气侧:室外空气通过风机进入除湿转轮中,由于环境空气中水蒸气含量较高,水蒸气分压较大,因此在经过除湿转轮时,工艺空气中的水蒸气被转轮中固体干燥剂吸附,工艺空气湿度降低,同时温度也上升。干燥且温度较高的工艺空气经过空-空换热器,与温度较低的室内回风进行热交换,降低工艺空气的温度,最后经过吸附式制冷系统中的送风盘管。吸附式制冷子系统中的吸附床在加热和冷却交替过程中完成解吸和吸附过程<sup>[19]</sup>。

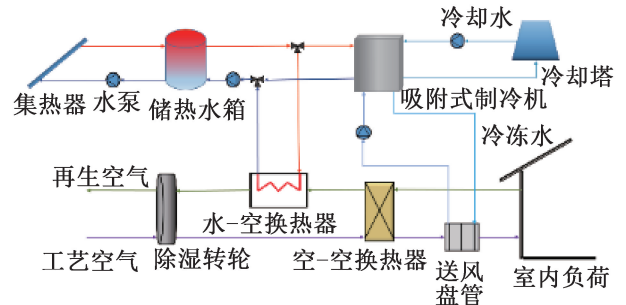


图 2 SDCS-A 系统结构  
Fig.2 Structure of SDCS-A system

吸附床中吸附剂具有吸附作用,吸附作用使蒸发器中制冷剂蒸发吸热,为送风盘管提供冷冻水,同时,吸附剂通过吸收热量使制冷剂解吸,完成制冷循环过程。送风盘管中的冷冻水与工艺空气换热,将工艺空气温度降至室内所需温度,送入室内。再生空气侧:利用室内回风作为转轮除湿系统的再生空气。通过风机将室内回风送入空-空换热器中,与高温的工艺空气热交换,进行预热。然后进入水-空换热器,吸收太阳能热水系统中水的热量,将再生空气温度升至除湿转轮再生所需温度,最终送入除湿转轮中,带走

转轮中水蒸气后排出。而太阳能热水子系统则是通过集热器将吸收的太阳能转化为热能,使管道中液体温度上升,为转轮除湿系统除湿转轮中固体干燥剂以及吸附式制冷系统中吸附材料提供再生所需热量。当吸收的太阳能不足以提供所需热量时,则使用辅助热源。整个系统使用吸附式制冷系统为室内提供制冷负荷。

### 1.2 建筑概况及系统参数

#### 1.2.1 建筑概况

本文研究的 2 种太阳能转轮除湿制冷系统 (SDCS-C 和 SDCS-A) 应用于相同的办公室建筑中。该办公室建筑面积为 48 m<sup>2</sup>,具体的办公室建筑概况及墙体等维护结构设置如表 1 和表 2 所示。

表 1 办公室建筑概况

Tab.1 Overview of office construction

类别	参数
建筑尺寸	长×宽×高:8 m×6 m×3 m
窗墙比	5 : 12
人数	6 人
房间配置	6 台电脑、3 盏灯

表 2 围护结构参数设置

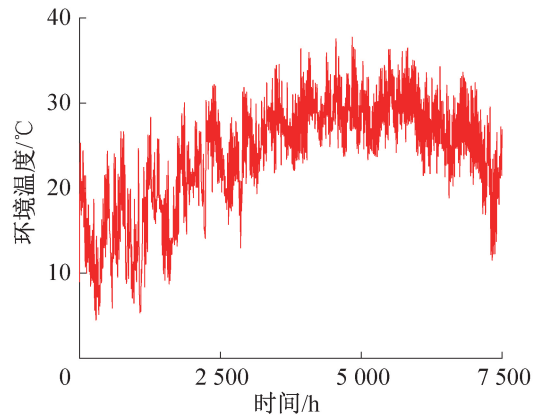
Tab.2 Parameter values of the building envelope

类别	各层材料	厚度/m	传热系数/[W/(m <sup>2</sup> ·K)]
外墙	砖石	0.240	0.339
	绝热层	0.100	
	抹灰	0.015	
屋顶	混凝土	0.200	3.770
地面	地板	0.005	0.834
	砂石	0.060	
	混凝土	0.240	
	隔离层	0.040	
窗户	双层玻璃	—	1.100

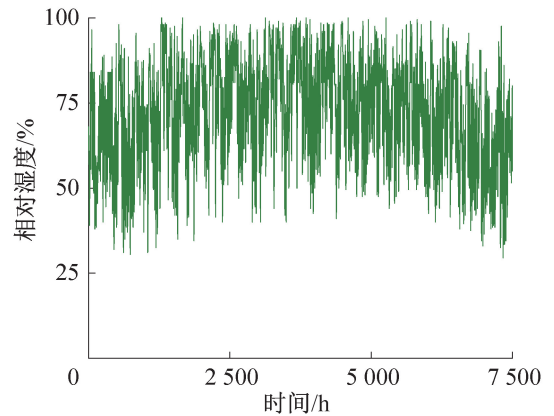
#### 1.2.2 负荷情况

使用 TRNSYS 18 软件,基于 Meteonorm 8 生成的广州地区的典型气候气象文件,对 SDCS-C 和 SDCS-A 这 2 个系统进行制冷季的逐时动态模拟。其中,广州地区全年的环境空气干球温度和湿度情况如图 3 所示。由图 3 可知,广州地区 5—10 月均有制冷需求,制冷季时间长,环境温度高且湿度较大。广州最高环境温度和湿度可达 37.75 °C 和 0.025 5 kg/kg

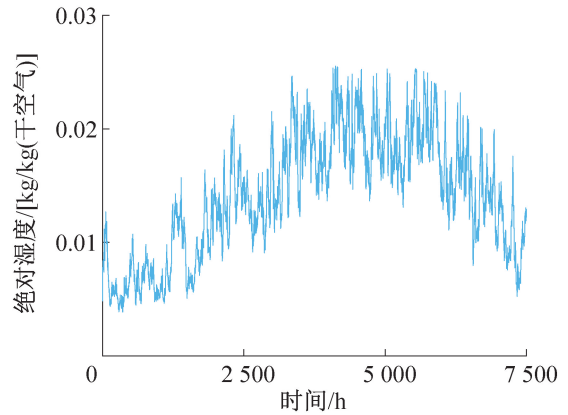
(干空气),因此在整个制冷季,除了降低室内温度外,降低空气湿度也很有必要。



(a) 全年环境温度



(b) 全年环境相对湿度



(c) 全年环境绝对湿度

图 3 广州地区环境空气温度和湿度情况

Fig.3 Ambient air temperature and humidity in Guangzhou area

模拟过程中,将室内温度控制在约 26 °C,相对湿度保持在约 60%,运行时间为 08:00—18:00,每天运行 10 h。基于上述建筑结构以及条件设置,使用 TRNSYS 18 软件进行建模,得到整个制冷季办公室的逐时负荷情况,如图 4 所示。在模拟过程中,逐时显热负荷(即满足办公室空气温度处于设定温度所需制冷量)较高,最高可达 2.40 kW。相较于

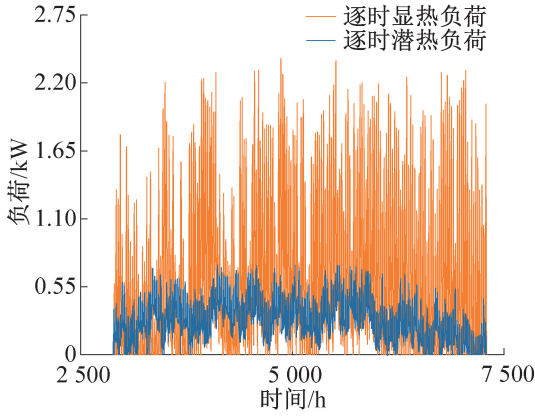


图4 办公室逐时负荷  
Fig.4 Hourly cooling load of office

显热负荷,潜热负荷较少,但仍有除湿需求,最高时为 0.73 kW。

### 1.2.3 系统流程及参数

使用 TRNSYS 18 对 SDCS-C 和 SDCS-A 这 2 种太阳能转轮除湿制冷系统建模,并进行 5—10 月整个制冷季以 1 h 为时间步长的动态模拟,图 5 所示为 2 个系统使用 TRNSYS 18 构建的模型。相较于 SDCS-C,SDCS-A 使用吸附式制冷系统为办公室提供冷负荷。SDCS-A 系统中包含集热器、储热水箱、除湿转轮、吸附式制冷机和冷却塔等部件,其中水箱出口水温为 100 ℃,工艺空气和再生空气流速均为 1.6 kg/s,部分的部件选型及参数如表 3 所示。

## 2 评价指标

太阳能转轮除湿制冷系统由热能和电力驱动,本文用太阳分数( $F_s$ )、系统性能( $COP_{sys}$ )和一次能源消耗量( $E_p$ )评价系统的整体性能。除上述 3 个主要性能参数外,还使用集热器效率( $\eta_{solar}$ )评价 2 个系统运行状况。 $F_s$  是评价太阳能系统性能的常用参数,定义为太阳能系统提供的总热量中集热器提供的太阳能产生热量的占比,表达式如下:

$$F_s = \frac{Q_{solar}}{Q_{solar} + Q_{aux}} \quad (1)$$

式中: $Q_{solar}$  为集热器输出热量,kW; $Q_{aux}$  为辅助加热提供热量,kW。

$COP_{sys}$  是一项评价系统运行性能的重要指标,本文中, $COP_{sys}$  的表达式为:

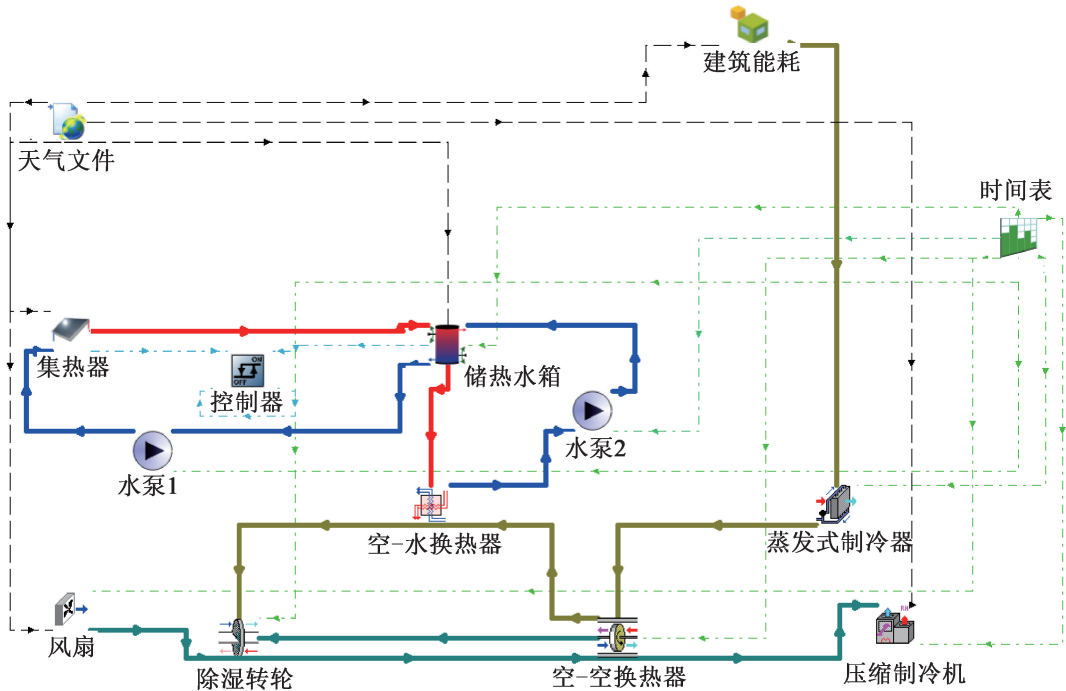
$$COP_{sys} = \frac{Q_c}{W_d + Q_d} \quad (2)$$

式中: $Q_c$  为系统提供的总制冷量,kW; $W_d$  为系统中所有的电能消耗(包括水泵、风扇和压缩机等),kW; $Q_d$  为整个系统中热量的输入(如输入吸附式制冷系统和输入除湿制冷系统等子系统的所有热量),kW。

为了明确系统的节能效果,本文使用一次能源消耗量( $E_p$ )指标,将 2 个系统的能源消耗量进行对比。 $E_p$  的表达式为:

$$E_p = \frac{W_{in} + Q_{aux}/\eta_{aux}}{\eta_{grid}} \quad (3)$$

式中: $W_{in}$  为整个系统的总电力输入,kW; $\eta_{grid}$  和  $\eta_{aux}$



(a) SDCS-C模型结构

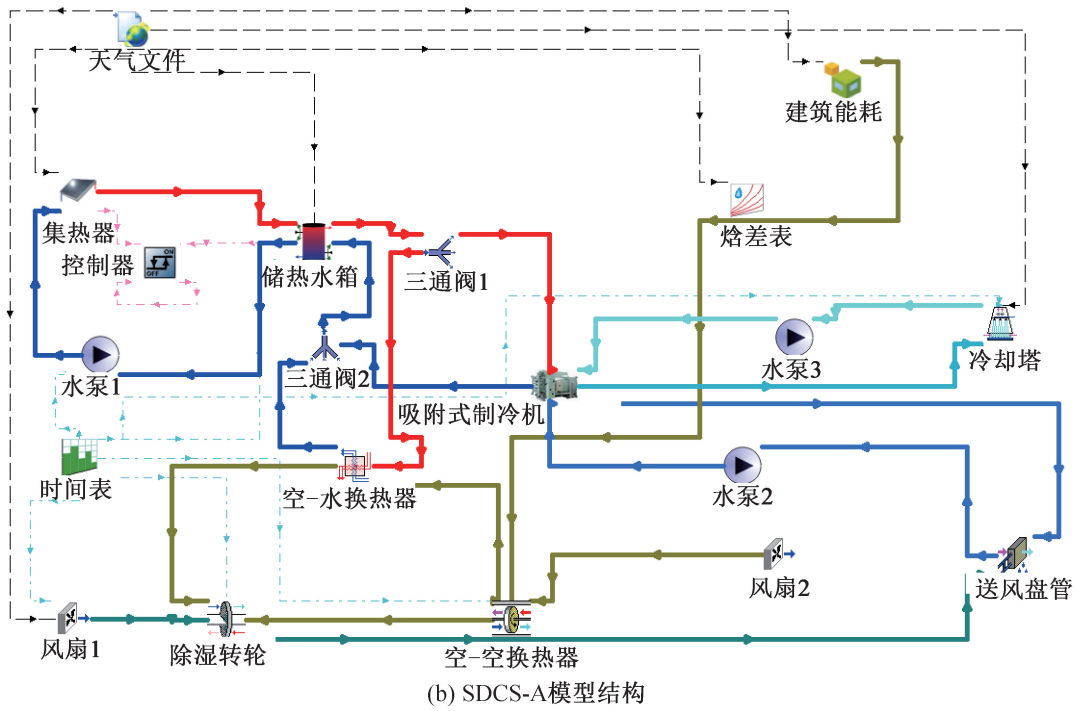


图5 TRNSYS 中系统模型结构

Fig.5 System models in TRNSYS

表3 部件选型及参数设置

Tab.3 Component selection and parameter settings

部件	模块		参数类别	参数值	
	SDCS-C	SDCS-A		SDCS-C	SDCS-A
集热器	Type1b		集热器面积/m <sup>2</sup>	20、25、30、35、40	
储热水箱	Type4c		水箱体积/m <sup>3</sup>	0.50、0.75、1.00、1.25、1.50	
除湿转轮	Type1716a		工艺空气出口湿度/(g/kg)	0.008	
压缩制冷机	Type954c	—	总制冷容量/kW	3	—
			出口空气相对湿度/%	50	—
直接蒸发式制冷器	Type506a	—	再生空气入口流速/(kg/s)	0.5	—
			饱和效率	0.9	—
吸附式制冷机	—	Type909	辅助电能输入/kW	—	0.5
			冷冻水出口温度/℃	—	15
冷冻水泵	—	Type114	冷冻水流速/(kg/s)	—	1.5
			水泵效率	—	0.6
冷却水泵	—	Type114	冷却水流速/(kg/s)	—	2
			水泵效率	—	0.6

为电网输出效率和辅助加热效率,分别为33%和90%。

集热器效率( $\eta_{\text{solar}}$ )即系统将光能转换成热能并储存起来的能力,表达式为:

$$\eta_{\text{solar}} = \frac{Q_u}{AI_T} \quad (4)$$

式中: $Q_u$ 为集热器吸收的太阳能热量,kW; $A$ 为集热器面积,m<sup>2</sup>; $I_T$ 为集热器倾斜面上总辐射强度,kW/m<sup>2</sup>。

### 3 结果与讨论

本文提出一种将吸附式制冷系统与太阳能转轮

除湿制冷系统耦合的节能空调系统,并且通过改变系统的集热器面积、水箱体积和气候条件,研究不同工况下 SDCS-A 和 SDCS-C 的性能表现。当改变其中一个条件时,其他条件保持不变,例如,当改变集热器面积时,除集热器面积以外的所有系统参数均不发生改变。最终通过使用上文提出的 3 个指标,评价各工况下的系统整体性能。

### 3.1 系统验证

对于整个太阳能转轮除湿制冷系统而言,只要太阳能热水子系统能够提供足够的再生热,转轮除湿子

系统就能顺利运行,且 2 个子系统的相互影响作用较小,因此,本文将整个太阳能除湿转轮系统分为除湿转轮子系统和太阳能热水子系统 2 部分进行验证。针对传统转轮除湿制冷系统,将建立的传统转轮除湿制冷系统与 A. Kodama 等<sup>[20]</sup>的实验数据进行对比。表 4 所示为模拟结果与验证文献中的数据对比。

由表 4 可知,模拟结果与 A. Kodama 等的实验结果吻合较好,最大误差位于状态点 9 的含湿量,最大误差为 6.90%,在可接受的误差范围之内,每个状态点的温度和含湿量的平均误差分别为 1.95% 和

表 4 转轮除湿制冷系统验证结果  
Tab.4 Verification results of desiccant wheel cooling system

状态点	温度/°C			含湿量/[ ( kg/kg) 干空气 ]		
	模拟结果	A. Kodama 等 <sup>[20]</sup>	误差/%	模拟结果	A. Kodama 等 <sup>[20]</sup>	误差/%
2	54.13	55.50	2.47	0.004 40	0.004 40	0.00
3	25.01	24.80	0.83	0.004 40	0.004 48	1.79
4	14.80	14.50	2.06	0.008 58	0.009 20	6.69
5	26.00	26.00	0.00	0.010 00	0.010 00	0.01
6	19.61	20.00	1.94	0.012 80	0.012 80	0.03
7	48.29	51.50	6.23	0.012 80	0.012 50	2.37
8	79.74	80.00	0.32	0.012 80	0.012 50	2.37
9	56.98	56.00	1.75	0.019 35	0.018 10	6.90

注:点 2-9 分别表示工艺空气除湿转轮出口、工艺空气空-空换热器出口、工艺空气蒸发式制冷器出口、再生空气蒸发式制冷器入口、再生空气空-空换热器入口、再生空气空-水换热器入口、再生空气除湿转轮入口以及除湿转轮出口的状态点。

2.52%。对于太阳能热水子系统的验证,使用 H. Azad Gilani 等<sup>[21]</sup>的模拟数据,通过对比每个月水箱出口的平均温度进行验证。由表 5 可知,每个月水箱平均温度的误差均在 10%之内,最大误差在 10 月为 7.01%,在可接受的误差范围之内。

### 3.2 集热器面积对系统的影响

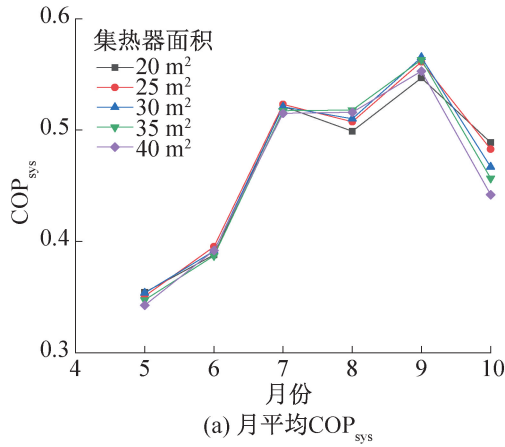
为了研究集热器面积对 SDCS-A 和 SDCS-C 制冷系统性能特性的影响,在整个制冷季的模拟过程中,集热器面积从 20 m<sup>2</sup> 变化至 40 m<sup>2</sup>,其他条件保持不变。变化的集热器面积对 SDCS-A 和 SDCS-C 系统性能的影响分别如图 6 和图 7 所示。模拟结果表明,集热器面积的变化对  $F_s$  的影响更显著,因为集热器面积增加,集热器吸收到的太阳能更多,因此随着集热器面积的增加, $F_s$  逐渐上升,不同面积之间的  $F_s$  平均增幅为 12.18%。

由图 6 (a) 可知,各月份的 COP<sub>sys</sub> 变化较大,但不同集热器面积之间的 COP<sub>sys</sub> 相差较小。因为各月份之间的太阳辐照度以及环境空气温度等因素变化

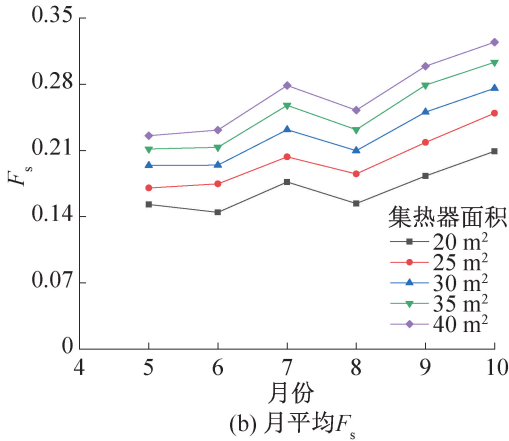
表 5 太阳能热水系统验证结果

Tab.5 Solar water heating system validation results

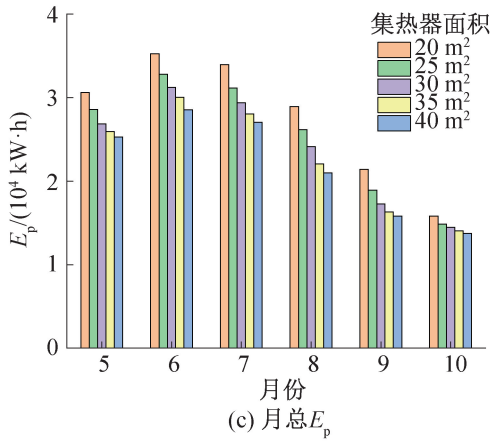
月份	H. Azad Gilani 等 <sup>[21]</sup>	模拟结果	误差/%
1	59.32	58.15	1.97
2	60.25	58.48	2.93
3	61.44	59.37	3.36
4	61.36	61.12	0.39
5	61.26	63.79	2.46
6	63.03	65.90	4.56
7	62.92	65.41	3.95
8	63.60	64.64	1.64
9	65.45	62.92	3.87
10	64.28	59.77	7.01
11	61.81	58.48	5.38
12	60.96	58.26	4.42



(a) 月平均COP<sub>sys</sub>



(b) 月平均F<sub>s</sub>

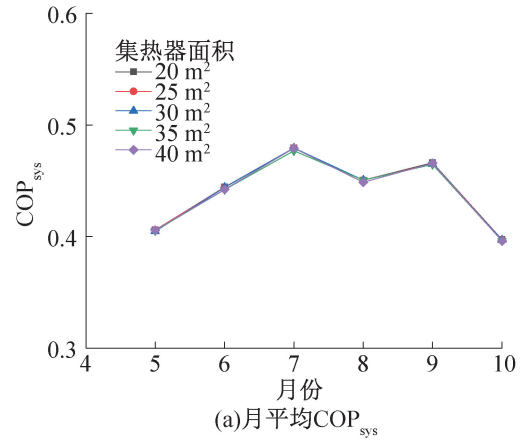


(c) 月总E<sub>p</sub>

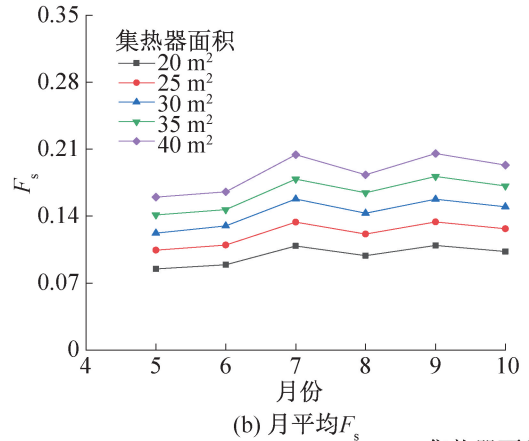
图 6 集热器面积对 SDCS-A 系统性能影响

Fig.6 Effect of collector areas on the performance of SDCS-A system

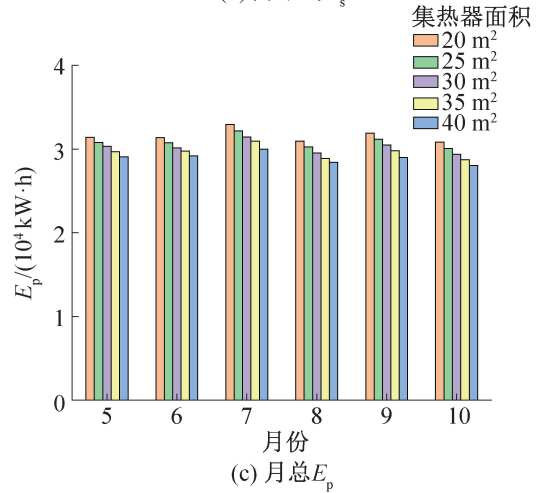
较为明显,这些因素的变化会影响整个系统的输入热量,最终影响 COP<sub>sys</sub>。同时,因为集热器面积的增加,集热器吸收到更多的太阳能,而系统的制冷量相同,额外输入系统的热量减少,因此制冷系统的一次能源消耗量 E<sub>p</sub> 随集热器面积的增大而减少,当集热器面积分别为 20 m<sup>2</sup> 和 25 m<sup>2</sup> 时,E<sub>p</sub> 减少量的最大值为 2 793.55 kW·h,降低了 8.23%。当集热器面积为 30 m<sup>2</sup> 时,COP<sub>sys</sub> 在 9 月时最高为 0.57,F<sub>s</sub> 和 E<sub>p</sub> 均保持在中等水平,但与其他集热器面积工况下相差较小,考虑到系统



(a) 月平均COP<sub>sys</sub>



(b) 月平均F<sub>s</sub>



(c) 月总E<sub>p</sub>

图 7 集热器面积对 SDCS-C 系统性能影响

Fig.7 Effect of collector areas on the performance of SDCS-C system

性能及建设成本,SDCS-A 的集热器面积为 30 m<sup>2</sup>。

集热器面积变化对 SDCS-C 的系统性能的影响变化规律如图 7 所示。和 SDCS-A 系统类似,集热器面积的变化对系统的 COP<sub>sys</sub> 的影响较小。同样,随着集热器面积的增加,SDCS-C 系统的 F<sub>s</sub> 逐步上升,但不同集热器面积条件下,辅助加热量和消耗的电能相差较小,因此 E<sub>p</sub> 无明显差异。综合考虑系统性能及建设成本,设置集热器面积为 30 m<sup>2</sup>。

### 3.3 水箱体积对系统的影响

除了集热器面积会对太阳能制冷系统的性能产生影响以外,水箱体积也是影响系统性能的因素之一。本节研究水箱体积变化对制冷系统性能的影响,研究方法与3.2节相同,系统各项参数除水箱体积由 $0.50\text{ m}^3$ 增至 $1.50\text{ m}^3$ 之外,其他参数保持不变,分析不同工况中 $\text{COP}_{\text{sys}}$ 、 $F_s$ 以及 $E_p$ 的变化情况。图8所示为SDCS-A系统的3项性能参数随不同水箱体积的变化,图9所示为SDCS-C系统的模拟结果。

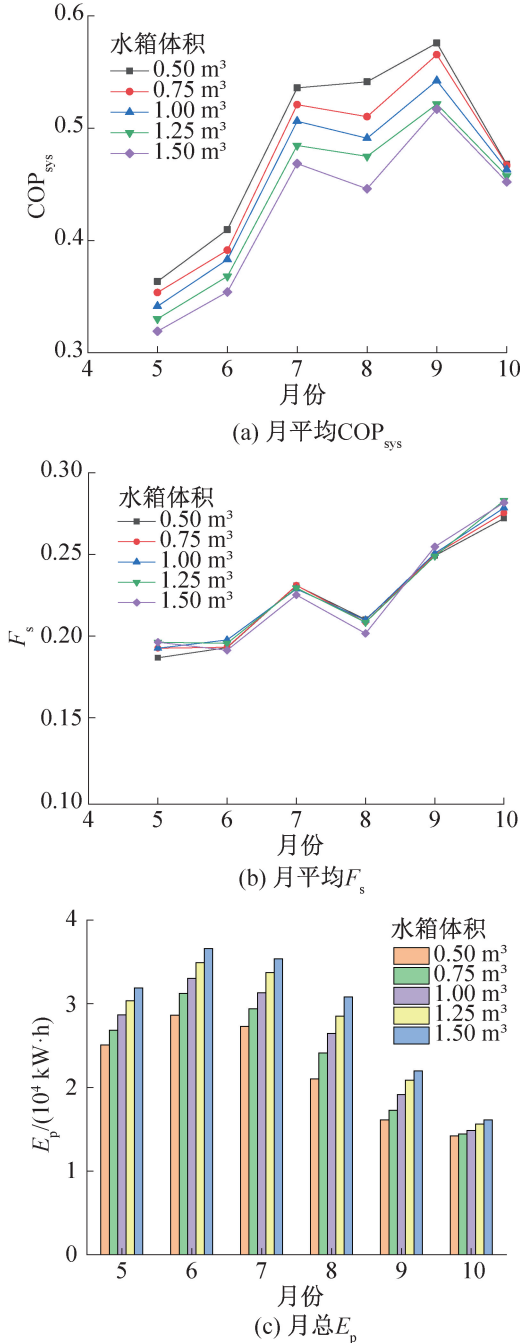


图8 水箱体积对SDCS-A系统性能影响

Fig.8 Effect of tank volumes on the performance of SDCS-A system

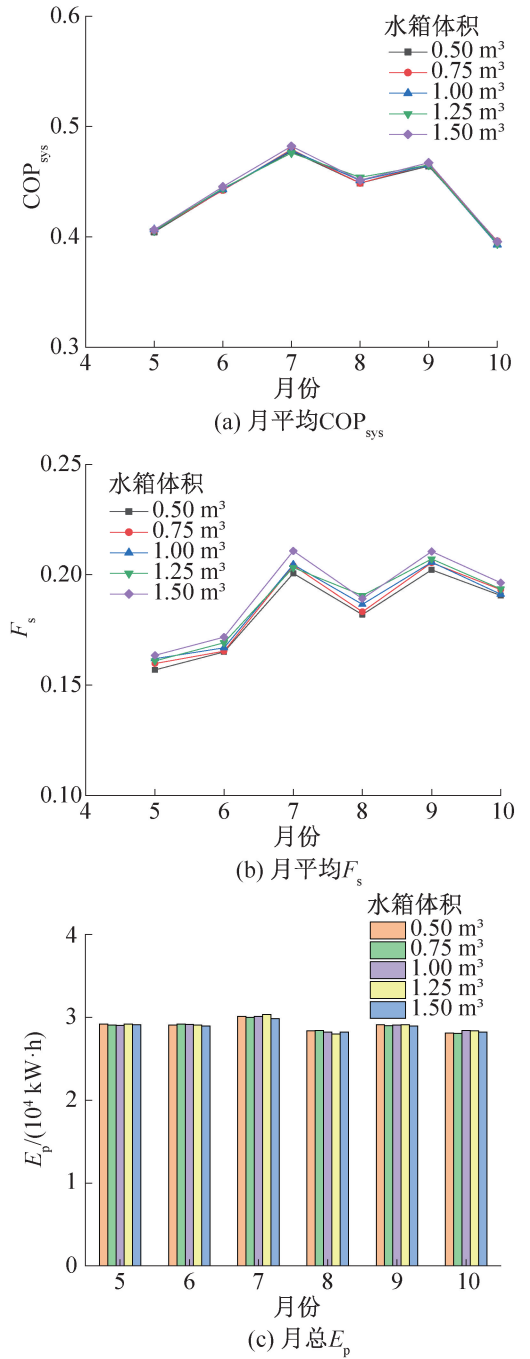


图9 水箱体积对SDCS-C系统性能影响

Fig.9 Effect of tank volumes on the performance of SDCS-C system

对于SDCS-A系统,随着水箱体积的增大,系统制冷量和电能消耗不变,输入系统的热量逐渐增加,因此 $\text{COP}_{\text{sys}}$ 呈下降趋势,水箱体积分别为 $0.5\text{ m}^3$ 和 $1.5\text{ m}^3$ 时, $\text{COP}_{\text{sys}}$ 最大差值为0.1。随着水箱体积的变化,集热器吸收的热量与输入系统的总热量变化幅度相差较小,因此各水箱体积工况下的 $F_s$ 相差较小,但由于各月份之间辐照强度的变化影响更大,因此各月份之间的 $F_s$ 相差较为显著。从5月到10月,各月

的辐照强度均在增加,因此  $F_s$  呈上升趋势,但 8 月的温度较高,对集热器的效率影响较大,因此 8 月的  $F_s$  更小。由于水箱体积的增加,系统提供给水箱的辅助加热量增加,因此整个制冷系统的  $E_p$  消耗量不断增加。对于 SDCS-A 系统的  $E_p$ ,当系统处于制冷需求较小,输入系统的热量较小的月份,如 10 月,不同水箱体积之间的变化程度较小;当系统处于 5—9 月建筑制冷需求较大且需要额外输入热量更多的月份时,不同水箱体积之间的  $E_p$  差异显著。由图 8 可知,当水箱体积为  $0.75 \text{ m}^3$  时,系统各性能参数均可保持在较好水平。

SDCS-C 系统的 3 项性能参数的变化趋势与 SDCS-A 不同。在 SDCA-C 系统中,不同的水箱体积之间 3 项参数均相差较小。随着水箱体积的变化,提供给水箱的辅助加热量会发生变化,因此也会影响  $E_p$ 。由图 9 可知,因为系统每个月消耗的电能不变,水箱体积的变化对系统额外输入的热量值影响很小,因此对  $E_p$  的影响很小。 $F_s$  随水箱体积变化的变化较为明显,当水箱体积为  $1.50 \text{ m}^3$  时,系统的  $F_s$  始终高于其他工况, $F_s$  最大为 0.211,但当水箱体积为  $1.00 \text{ m}^3$  时, $F_s$  最大值为 0.205,相差较小,考虑建筑成本,水箱体积选择  $1.00 \text{ m}^3$ 。

基于上述因素对系统性能的影响,对于 SDCS-A 系统选择集热器面积为  $30 \text{ m}^2$ ,水箱体积为  $0.75 \text{ m}^3$  为最佳运行工况,SDCS-C 系统则选择集热器面积为  $30 \text{ m}^2$ ,水箱体积为  $1.00 \text{ m}^3$  为最佳运行工况。对 2 个系统在整个制冷季模拟运行并进行对比,运行结果如图 10 所示。

在整个制冷季中,SDCS-A 系统在 5、6 月中消耗的辅助加热量高于 SDCS-C 消耗的量,因此 SDCS-A 系统的  $\text{COP}_{\text{sys}}$  在 5、6 月低于 SDCS-C 系统,而 7 月之后,SDCS-A 消耗的辅助加热量减少,且低于 SDCS-C 系统的辅助加热量,SDCS-A 的电力消耗也远小于 SDCS-C,所以 SDCS-A 系统的  $\text{COP}_{\text{sys}}$  在 7 月有一个明显的上升趋势,并高于 SDCS-C 系统的  $\text{COP}_{\text{sys}}$ 。SDCS-A 系统  $\text{COP}_{\text{sys}}$  在 9 月存在最大值为 0.57,SDCS-C 在 7 月存在最大值为 0.48,在整个制冷季中,SDCS-A 的月平均  $\text{COP}_{\text{sys}}$  比 SDCS-C 提高了 6.51%。由图 10(b)~(d) 可知,在整个制冷季中,SDCS-A 的  $F_s$  始终高于 SDCS-C 系统,SDCS-A 的月平均  $F_s$  比 SDCS-C 高 21.05%, $E_p$  始终低于 SDCS-C 系统,相较于 SDCS-C,SDCS-A 的月平均  $E_p$  减少 21.45%。2 个系统的  $\eta_{\text{solar}}$  相差较小,因此对于太阳能的利用和节能效果方面,SDCS-A 优于 SDCS-C。

除了对比上述系统评价指标之外,本文还对比了

2 个系统的电力性能 ( $\text{COP}_e$ ) 和热力性能 ( $\text{COP}_{\text{th}}$ )。图 10(e) 和 (f) 分别为 2 个系统的月平均  $\text{COP}_e$  和  $\text{COP}_{\text{th}}$  变化。SDCS-A 系统的  $\text{COP}_e$  和  $\text{COP}_{\text{th}}$  均高于 SDCS-C 系统,特别是  $\text{COP}_e$ 。综合对比以上性能参数可知,SDCS-A 系统在能源利用及节能效果方面均优于 SDCS-C 系统,有很大的节能潜力和研究前景。

### 3.4 不同气候对系统的影响

为研究 SDCS-A 系统是否也适用于除广州这类高温高湿的气候条件之外的地区,本文还选取了北京、上海和拉萨 3 个不同的气候条件进行模拟。在 4 个地区中,整个模拟时间段内,广州环境空气的温度和相对湿度较高,有很大的除湿降温需求,北京和上海仅在夏季有除湿和制冷的需求,拉萨地区环境空气的温度和相对湿度波动不明显,相较于其他地区保持在较低水平,但平均辐照量一直高于其他地区。

本文基于 SDCS-A 系统,使用不同气候条件的典型气象条件,在整个制冷季进行模拟,使用 4.2 节和 4.3 节所述影响因素,分析不同气候条件下 SDCS-A 系统的性能表现,并选取在各气候条件下的最佳工况进行对比。各个地区 SDCS-A 系统均可提供能够满足人体室内舒适需求的空气(空气温度低于  $26 \text{ }^\circ\text{C}$ ,空气相对湿度低于 60%)。图 11 所示为 SDCS-A 系统使用相应的典型气候条件运行后各地区  $\text{COP}_{\text{sys}}$ 、 $F_s$  以及  $E_p$  的变化情况。

可知,系统制冷量影响着各系统的  $\text{COP}_{\text{sys}}$ ,广州地区在整个制冷季均有除湿和制冷需求,月平均  $\text{COP}_{\text{sys}}$  最高,为 0.47,北京和上海气候相似,月平均  $\text{COP}_{\text{sys}}$  均为 0.34,由于拉萨地区在模拟时间段内制冷需求较小,因此月平均  $\text{COP}_{\text{sys}}$  小于其他地区,为 -0.18。

在模拟时间段内,9、10 月广州气候下系统的制冷量高于其他地区,因此  $\text{COP}_{\text{sys}}$  也明显高于其他地区。从  $F_s$  来看,辐射量对  $F_s$  的影响最大,拉萨地区的辐射量最大, $F_s$  也明显高于北京、上海和广州地区,最大时为 0.66。对比各地区的  $E_p$ ,模拟时间段内,平均环境空气湿度越大的城市,消耗的辅助加热量更多,因此消耗的一次能源量更多。虽然 SDCS-A 系统在广州地区消耗的能源量是最多的,但系统在运行期间的除湿量最多,对室内环境的改善也最明显。根据总体性能表现而言,SDCS-A 系统更适用于有一定除湿制冷需求的地区,如广州,或夏季有制冷需求的北京。

## 4 结论

本文基于传统的太阳能除湿制冷空调系统,提出

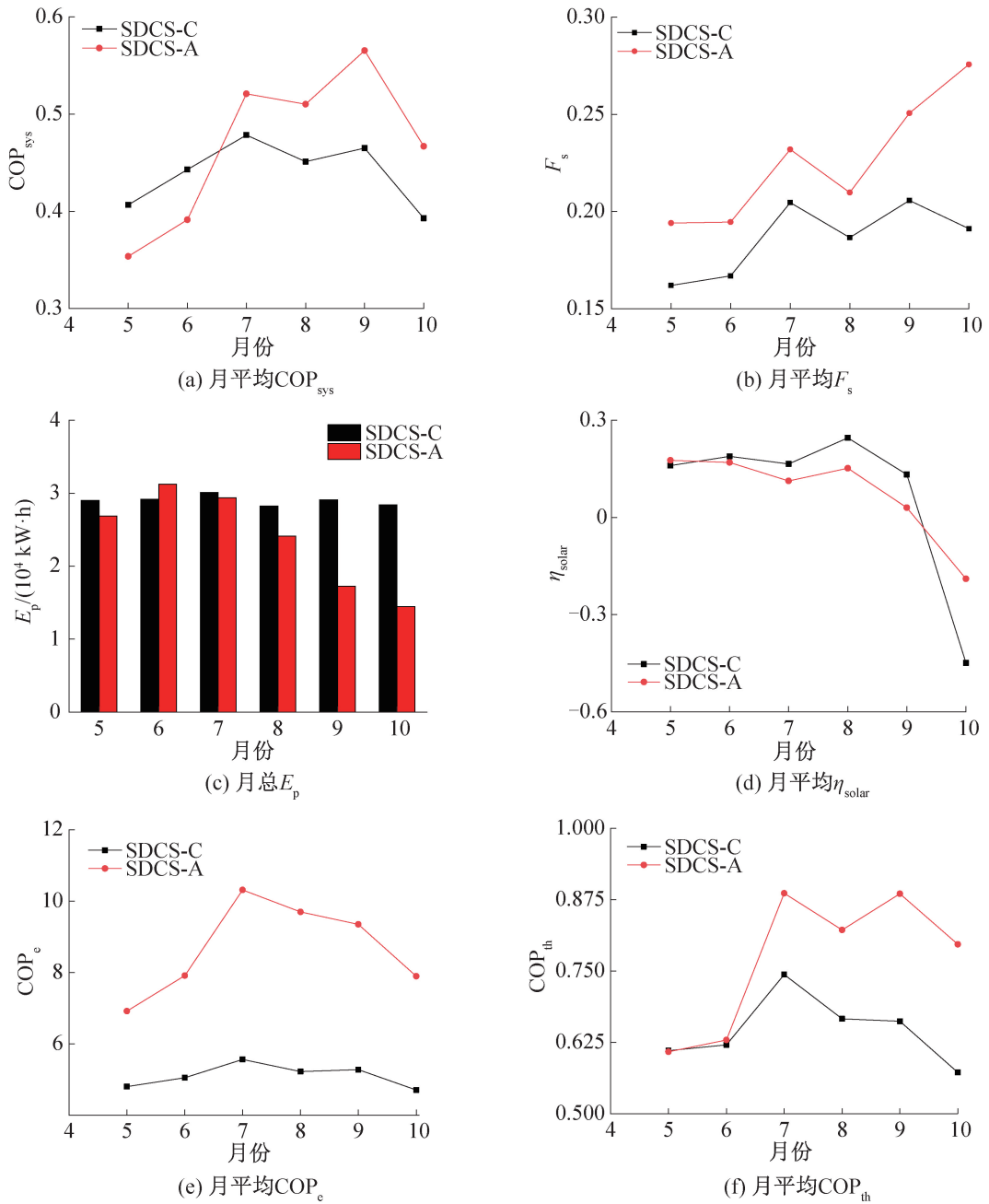


图 10 SDCS-A 和 SDCS-C 系统最佳工况模拟结果

Fig.10 System performances comparison of SDCS-A and SDCS-C systems

一种新型太阳能转轮除湿-吸附式制冷系统 (SDCS-A), 并使用 TRNSYS 18 软件搭建相应的系统模型, 在不同条件下对 SDCS-A 和 SDCS-C 进行仿真研究, 研究了不同集热器面积、水箱体积下 SDCS-A 和 SDCS-C 的性能表现, 并对比不同气候条件下 SDCS-A 的运行性能, 得到如下结论:

1) 对于 SDCS-A 和 SDCS-C, 改变集热器面积, 对 COP<sub>sys</sub> 的影响较小, 对 F<sub>s</sub> 及 E<sub>p</sub> 的影响更显著, 对于 SDCS-A, 不同面积之间 F<sub>s</sub> 的平均增幅为 12.18%。综合考虑系统的性能及成本, 最终确定 2 个系统的集

热器面积均为 30 m<sup>2</sup>。

2) 水箱体积发生变化时, 对于 SDCS-A, 随着水箱体积的增大, COP<sub>sys</sub> 呈下降趋势, 不同水箱体积之间最大差值为 0.1, 各水箱体积工况下的 F<sub>s</sub> 相差较小, 对于 SDCS-C, 水箱体积的变化对 COP<sub>sys</sub> 基本无影响, F<sub>s</sub> 随水箱体积变化的变化程度较为明显。基于系统的各项性能表现, SDCS-A 和 SDCS-C 系统的最佳水箱体积分别为 0.75 m<sup>3</sup> 和 1.00 m<sup>3</sup>。

3) 相较于 SDCS-C, SDCS-A 有更好的节能潜力及研究前景。SDCS-A 具有较高的 COP<sub>sys</sub>, 最大值为

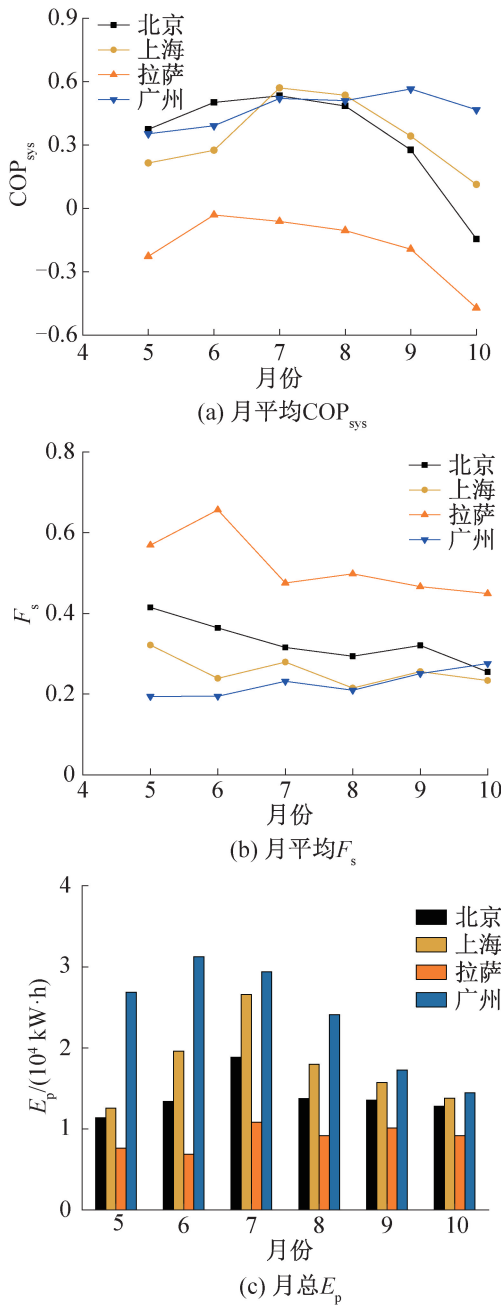


图 11 不同地区 SDCS-A 最佳工况模拟结果  
Fig.11 Simulation results of optimal condition of SDCS-A in different areas

0.57,而SDCS-C最大值为0.48。在整个制冷季中,SDCS-A的月平均 $F_s$ 比SDCS-C高21.05%,与SDCS-C相比,在整个制冷季中,SDCS-A的月平均COP<sub>sys</sub>和月平均 $F_s$ 分别提高6.51%和21.05%,月平均 $E_p$ 降低21.45%。

4)SDCS-A更适用于高温高湿的气候条件,如广州,虽然在高温高湿的气候下消耗的 $E_p$ 更多,广州地区在整个制冷月平均COP<sub>sys</sub>最高,为0.47,北京和上海的月平均COP<sub>sys</sub>均为0.34,拉萨的月平均COP<sub>sys</sub>仅为-0.18。在环境空气相对湿度较低的地区,例如

拉萨,反而会造成能源的浪费。

本文受广东省基础与应用基础研究基金自然科学基金项目(2023A1515011325)资助。(The project was supported by the Natural Science Foundation of Guangdong Basic and Applied Basic Research Foundation (No. 2023A1515011325).)

参考文献

[1] DEZFOULI M M S, SOPIAN K, KADIR K. Energy and performance analysis of solar solid desiccant cooling systems for energy efficient buildings in tropical regions [J]. Energy Conversion and Management; X, 2022, 14: 100186.

[2] 杜松玮. 太阳能吸附式制冷系统性能优化研究[D]. 北京:北京工业大学,2017。(DU Songwei. Study on performance optimization of solar adsorption refrigeration system [D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2017.)

[3] 陈捷超,黄宏宇,何兆红,等. 转轮除湿系统优化技术研究进展[J]. 新能源进展,2017,5(6):457-465。(CHEN Jiechao, HUANG Hongyu, HE Zhaohong, et al. Research progress of optimizations for rotary desiccant wheel [J]. Advances in New and Renewable Energy, 2017, 5(6): 457-465.)

[4] FAROOQ A S, BADAR A W, SAJID M B, et al. Dynamic simulation and parametric analysis of solar assisted desiccant cooling system with three configuration schemes[J]. Solar Energy, 2020, 197: 22-37.

[5] 史君宇. 太阳能—转轮除湿空调过程模拟与评价[D]. 秦皇岛:燕山大学,2016。(SHI Junyu. Simulation and evaluation of solar energy-runner dehumidification air conditioning process [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2016.)

[6] PENNINGTON N A. Humidity changer for air-conditioning; US2700537[P]. 1955-01-25.

[7] HENNING H M, ERPENBECK T, HINDENBURG C, et al. The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles[J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24(3): 220-229.

[8] JIA C X, DAI Y J, WU J Y, et al. Analysis on a hybrid desiccant air-conditioning system [J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(17/18): 2393-2400.

[9] BANIYOUNES A M, RASUL M G, KHAN M M K. Experimental assessment of a solar desiccant cooling system for an institutional building in subtropical Queensland, Australia[J]. Energy and Buildings, 2013, 62: 78-86.

[10] 葛天舒,代彦军,王如竹. 太阳能驱动两级转轮除湿空调系统可行性分析[C]//中国制冷学会. 中国制冷学会2009年学术年会论文集. 北京,2009:1-3。(GE

- Tianshu, DAI Yanjun, WANG Ruzhu. Feasibility analysis of solar-powered two-stage rotor dehumidification air-conditioning system [ C ]//Chinese Association of Refrigeration. Proceedings of the 2009 Annual Conference of the Chinese Association of Refrigeration. Beijing, 2009: 1-3. )
- [11] 丁云飞, 丁静, 杨晓西. 基于太阳能再生的转轮除湿独立新风系统 [ J ]. 流体机械, 2006, 34(8): 63-66. ( DING Yunfei, DING Jing, YANG Xiaoxi. Dedicated outdoor air systems by rotary wheel removing moisture load based on solar energy regeneration [ J ]. Fluid Machinery, 2006, 34(8): 63-66. )
- [12] NARAYANAN R, AL ANAZI A A, PIPPIA R, et al. Solar desiccant cooling system for a commercial building in Kuwait's climatic condition [ J ]. Energies, 2022, 15(11): 4102.
- [13] BANIYOUNES A M, LIU Gang, RASUL M G, et al. Analysis of solar desiccant cooling system for an institutional building in subtropical Queensland, Australia [ J ]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, 16(8): 6423-6431.
- [14] MISSAOUI K, FRIKHA N, KHEIRI A, et al. Performance analysis of a solar continuous adsorption refrigeration system [ J ]. Fluid Dynamics & Materials Processing, 2023(4): 1067-1081.
- [15] WANG R Z, PAN Q W, XU Z Y. Solar-powered adsorption cooling systems [ M ]//WANG R Z, GE T S. Advances in Solar Heating and Cooling. UK: Woodhead Publishing, 2016: 299-328.
- [16] PAN Q W, WANG R Z, LU Z S, et al. Experimental investigation of an adsorption refrigeration prototype with the working pair of composite adsorbent-ammonia [ J ]. Applied Thermal Engineering, 2014, 72(2): 275-282.
- [17] 王振凤, 张硕硕, 杨少锋. 浅谈吸附式制冷技术 [ J ]. 现代工业经济和信息化, 2023, 13(5): 295-296. ( WANG Zhenfeng, ZHANG Shuoshuo, YANG Shaofeng. A brief introduction to adsorption refrigeration technology [ J ]. Modern Industrial Economy and Informationization, 2023, 13(5): 295-296. )
- [18] 彭佳杰, 葛天舒, 潘权稳, 等. 基于数据中心余热回收的硅胶-水吸附式制冷系统的实验研究 [ J ]. 制冷学报, 2019, 40(4): 59-65. ( PENG Jiajie, GE Tianshu, PAN Quanwen, et al. Experimental study on silica gel-water adsorption refrigeration system for waste heat recovery in data center [ J ]. Journal of Refrigeration, 2019, 40(4): 59-65. )
- [19] 赵彦杰, 王如竹, 王丽伟. 吸附制冷系统中固化吸附剂性能的实验研究 [ J ]. 制冷学报, 2016, 37(6): 79-84. ( ZHAO Yanjie, WANG Ruzhu, WANG Liwei. Experimental study on consolidated composite adsorbents in an adsorption refrigeration system [ J ]. Journal of Refrigeration, 2016, 37(6): 79-84. )
- [20] KODAMA A, HIRAYAMA T, GOTO M, et al. The use of psychrometric charts for the optimisation of a thermal swing desiccant wheel [ J ]. Applied Thermal Engineering, 2001, 21(16): 1657-1674.
- [21] AZAD GILANI H, HOSEINZADEH S. Techno-economic study of compound parabolic collector in solar water heating system in the Northern Hemisphere [ J ]. Applied Thermal Engineering, 2021, 190: 116756.

#### 通信作者简介

黄宏宇, 男, 研究员, 中国科学院广州能源研究所, 13928318638, E-mail: huanghy@ms.giec.ac.cn. 研究方向: 吸附式制冷技术, 化学蓄热技术。

#### About the corresponding author

Huang Hongyu, male, professor, Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, 86-13928318638, E-mail: huanghy@ms.giec.ac.cn. Research fields: adsorption cooling technology, chemical thermal storage technology.