

## 热管复合式机房空调系统节能研究

夏兴祥<sup>1</sup>, 王铁军<sup>1</sup>, 袁 祎<sup>2</sup>, 胡力文<sup>1</sup>, 胡 鹏<sup>1</sup>, 徐 维<sup>3</sup>

(1. 合肥工业大学汽车与交通工程学院, 合肥 230009; 2. 南京佳力图机房环境技术股份有限公司, 南京 211111;

3. 合肥工业大学机械工程学院, 合肥 230009)

**摘 要:** 建立热管复合式机房空调系统的性能仿真软件, 基于DeST气象数据, 对哈尔滨、北京、上海、广州4个地区的空调能效进行对比分析, 全年的制冷性能系数(EER)变化曲线均呈“U”型, 室外平均气温越低, EER越高, 节能性越好。与广州地区相比, 上海、北京、哈尔滨机房空调系统的年度能效比(AEER)依次提高64%、105%、156%。基于北京地区的气象数据, 分析空调系统变室温运行的能效特性, 机房设定温度越高, EER越高, 节能性越好。室内温度设定为33、30、27℃时的AEER相对24℃的依次提高56%、42%、19%。以节能减排为目标, 热管复合式机房空调系统适宜应用在平均气温较低的地区, 在满足电子设备可靠性的前提下, 可适当提高机房的设定温度。

**关键词:** 热管; 电子冷却; 节能; 机房空调(CRAC); 仿真模型

**中图分类号:** TB657.02

**文献标识码:** A

## 0 引 言

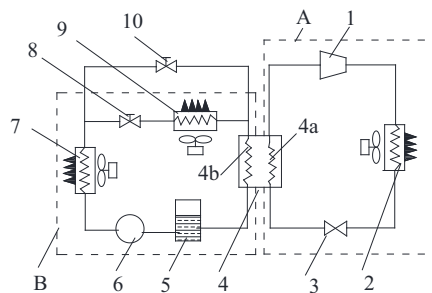
机房空调系统节能研究是绿色数据中心建设的重点。研究表明, 对于全天候运行的数据中心, 高效利用自然冷源是实现机房空调节能减排的最佳技术路线<sup>[1-5]</sup>。本文在热管复合式空调系统开发和应用研究的基础上, 应用数值仿真技术, 研究其在外、内部热环境变化等复杂工况下制冷性能的变化规律, 为双冷源制冷系统的匹配设计、性能优化、协同运行及其自动控制提供辅助分析工具, 并为选型配套和应用管理提供技术支持。

制冷装置的仿真建模方式有: 1) 面向部件设计的数学建模; 2) 面向系统性能和控制的数学建模。何雅玲等<sup>[6,7]</sup>、Manassaldi 等<sup>[8]</sup>、Javid 等<sup>[9]</sup>关于换热器设计与优化的数学模型均属于面向制冷系统部件设计的模型, 该类模型可较准确地分析制冷装置部件的结构对其性能的影响, 但由于其涉及的结构参数多、计算过程复杂、稳定性欠缺, 使得其不适用于评估制冷装置的性能。蔡玉飞等<sup>[10]</sup>开放式CO<sub>2</sub>系统的建模与计算、Gazda 等<sup>[11]</sup>混合制冷系统的能效评估方法、祝永华等<sup>[12]</sup>变流量多蒸发器制冷系统仿真通用快速计算方法均属于面向系统整体性能和控制的模型, 该类模型在保证数值计算准确性的同

时降低了仿真系统的复杂性、提高了计算效率。本文采用面向系统整体性能和控制的仿真建模方法。

## 1 热管复合式制冷系统结构原理

热管复合式制冷系统<sup>[1]</sup>由蒸气压缩制冷单元与分离式热管单元通过蒸发冷凝器耦合构成, 如图1所示。



1. 压缩机 2. 制冷侧冷凝器 3. 节流机构  
4. 蒸发冷凝器(4a为蒸发通道, 4b为冷凝通道) 5. 储液器  
6. 液泵 7. 室内空气处理器 8. 截止阀1 9. 热管侧冷凝器  
10. 截止阀2 A. 制冷单元、B. 热管单元  
图1 热管复合式制冷系统原理图

Fig. 1 Principle of composite refrigeration system with heat pipe

制冷单元以压缩机、冷凝器、节流机构、蒸发冷凝器的蒸发通道等构成第一冷媒的循环回路。热

管单元以室内换热器、主电磁阀、风冷换热器、蒸发冷凝器的冷凝通道、储液器和液泵等构成第二冷媒的主回路;在室内换热器的出口与冷凝通道的入口之间设置以电磁阀控制的旁通支路,即第二冷媒的支回路。控制系统可根据室外环境温度  $T_a$  和空调负荷运行蒸气压缩制冷、蒸气压缩/热管复合制冷和热管制冷 3 种工作模式。

热管复合式制冷空调系统能耗对比分析如图 2 所示,将环温由低至高分为 3 个温区。 $T_0 \sim T_1$  温区运行热管制冷模式,压缩制冷单元不运行,通过调节热管单元的换热能力实现制冷量与热负荷的匹配; $T_1 \sim T_2$  温区运行复合制冷模式,热管单元满负荷运行,不足冷量由压缩制冷单元提供,如图 2 所示的“ $T_M$ ”点,热管单元的制冷量为  $Q_2$ ,压缩制冷单元的制冷量可卸载至  $Q_1$ ;  $T_2 \sim T_3$  温区运行压缩制冷提供全部冷量。

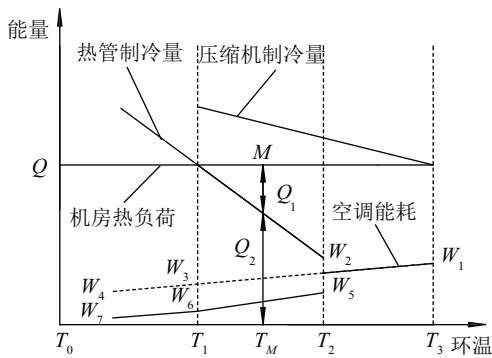


图2 热管复合制冷空调系统能耗对比分析

Fig. 2 Comparative analysis of composite refrigeration system with heat pipe energy consumption

在额定空调负荷  $Q$  的条件下,图 1 所示复合式制冷系统的能耗曲线为  $W_1-W_2-W_3-W_6-W_7$ ,与传统的压缩制冷系统的能耗曲线  $W_1-W_2-W_3-W_4$  及压缩制冷与热管制冷不兼容运行的复合式系统的能耗曲线  $W_1-W_2-W_3-W_6-W_7$  相比,由于自然冷却技术的应用及其运行温区的扩大,节能能力显著提高。

## 2 数学建模

### 2.1 数学模型规划

应用顺序模块法建立热管复合式制冷系统的仿真模型,为简化模型做如下假设:

- 1) 制冷工质的流动为一维流动;
- 2) 忽略制冷工质流动过程中的势能变化、沿程阻力损失和局部阻力损失;

- 3) 忽略润滑油、污垢等对传热的影响;
- 4) 忽略制冷工质流动过程的漏热损失;
- 5) 压缩过程为稳态过程,且仅考虑制冷剂进出压缩机时的两点状态变化及压缩机功耗。

热管复合式制冷系统工作过程数值计算流程如图 3 所示。

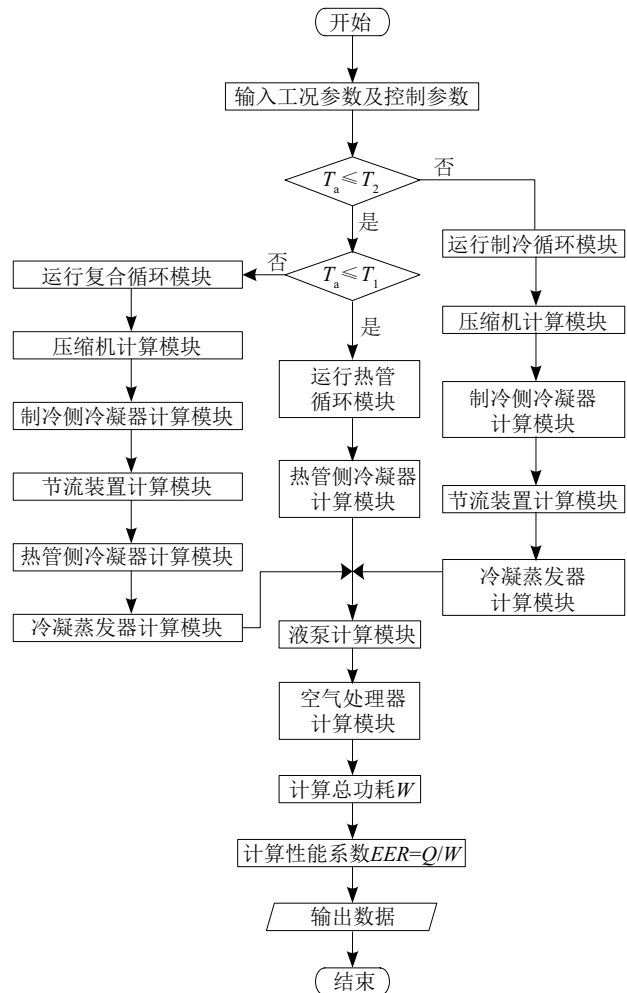


图3 系统建模流程图

Fig. 3 System modeling flow chart

### 2.2 数学建模

#### 2.2.1 制冷剂物性计算

美国标准与技术局(NIST)的 Refprop 具有权威性,但在计算速度和稳定性方面仍存在不足,综合考虑制冷剂物性计算精度、速度、稳定性等因素,采用 Cleland 简化拟合模型。

#### 2.2.2 压缩机数学建模

压缩机输气质量流量:

$$m = \lambda \frac{V_{th}}{v_{suc}} \quad (1)$$

式中,  $\lambda$ ——压缩机的输气系数;  $V_{th}$ ——压缩机的理论输气量,  $m^3/s$ ;  $v_{suc}$ ——吸气口制冷剂比容,  $m^3/kg$ 。

排气比焓值:

$$h_{dis} = h_{suc} + \frac{h_{dis|s} - h_{suc}}{\eta_s} \quad (2)$$

式中,  $h_{suc}$ ——压缩机进气口制冷剂气体的比焓,  $J/kg$ ;  $h_{dis|s}$ ——等熵压缩情况下压缩机排气口制冷剂气体的比焓,  $J/kg$ ;  $\eta_s$ ——等熵效率。

指示功率:

$$W_i = (h_{dis} - h_{suc})m \quad (3)$$

电机功率:

$$W = \frac{W_i}{\eta_m \eta_{mo}} \quad (4)$$

式中,  $\eta_m$ 、 $\eta_{mo}$ ——轴效率、电效率。

### 2.2.3 节流装置数学建模

$$h_{in} = h_{out} \quad (5)$$

式中,  $h_{in}$ 、 $h_{out}$ ——节流装置进出口制冷剂比焓,  $J/kg$ 。

### 2.2.4 换热器数学建模及风机、液泵功耗计算

1) 换热器的数值计算模型遵循能量守恒方程和流体传热方程, 即:

$$K_o A \Delta t = m |h_{in} - h_{out}| \quad (6)$$

式中,  $K_o$ ——以管外面积为基准的换热器传热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $A$ ——换热器管外换热面积,  $m^2$ ;  $\Delta t$ ——管内外传热温差,  $^\circ C$ ;  $m$ ——工质质量流量,  $kg/s$ ;  $h_{in}$ 、 $h_{out}$ ——换热器进出口制冷剂比焓,  $J/kg$ 。

$$K_o = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha_i} + r_o + \frac{1}{\alpha_o}} \quad (7)$$

式中,  $\beta$ ——换热器翅片肋化系数;  $\alpha_i$ 、 $\alpha_o$ ——换热器管内外对流换热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $r_o$ ——管外接触热阻和导热热阻之和,  $(m^2 \cdot K)/W$ 。

### 2.2.5 风机、液泵功耗计算

1) 风机功率计算

$$W_f = 1.25 Q P / (3600 \times 1000 \eta_m \eta_{mo}) \quad (8)$$

式中,  $Q$ ——换热器管外侧空气流量,  $m^3/h$ ;  $P$ ——风压,  $kPa$ ;  $\eta_m$ ——轴效率;  $\eta_{mo}$ ——电效率。

2) 液泵功率计算

$$W_p = \rho Q g H / (3600 \eta_m \eta_{mo}) \quad (9)$$

式中,  $\rho$ ——工质的密度,  $kg/m^3$ ;  $Q$ ——工质的流量,  $m^3/h$ ;  $g$ ——重力加速度,  $m^3/h$ ;  $H$ ——扬程,  $m$ ;  $\eta_m$ ——轴效率;  $\eta_{mo}$ ——电效率。

## 3 软件设计与验证

### 3.1 软件设计

使用 Visual Basic 6.0 设计仿真软件, 并调用 Excel 实现批量数据的读取、运算及输出。

### 3.2 实验验证

验证数据取自机房空调 MEAU802F 依据 GB/T 19413—2010 的检验报告<sup>[13]</sup>, 压缩制冷模式和热管复合制冷系统工作原理得到能效比(EER)曲线, 如图4所示, 与模拟计算结果的最大偏差0.51、最大相对偏差3.67%, 可满足工程分析要求。

表1 制冷量和功率

模式	参数	数值			
热管模式	$T_a/^\circ C$	-5	0	5	
	$Q/kW$	88.1	73.0	60.8	
	$P/kW$	6.1	5.9	5.9	
制冷模式	$T_a/^\circ C$	15	20	25	35
	$Q/kW$	89.8	88.8	86.8	81.4
	$P/kW$	16.9	20.1	21.5	24.6

注:  $T_a$ —环境温度;  $Q$ —制冷量;  $P$ —功耗。

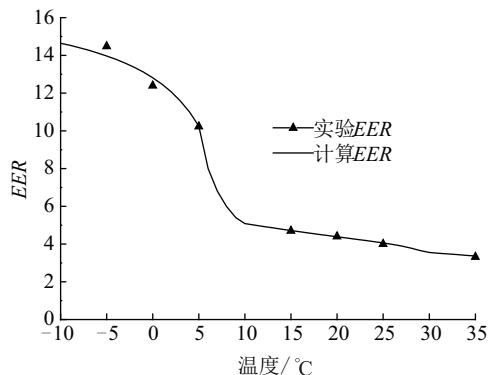


图4 EER对比

Fig. 4 Comparison of EER

## 4 基于气象数据的热管复合式机房空调系统节能分析

我国幅员辽阔, 地区气候的多样性及自然冷源分布的差异性明显。基于 DeST<sup>[14]</sup> 的随机气候模型数据, 选取哈尔滨、北京、上海、广州4个典型地区

为分析对象,对热管复合式制冷空调机组进行节能分析。

年度能效比  $AEER$  计算式为:

$$AEER = \frac{\sum_{h=0}^{8759} EER_h}{8760} \quad (10)$$

式中,  $EER_h$  ——单位小时的平均能效比。

图 5 为室内设定温度 29℃热管复合式空调系统在哈尔滨、北京、上海、广州 4 个地区全年运行  $EER$  的“U”形曲线。

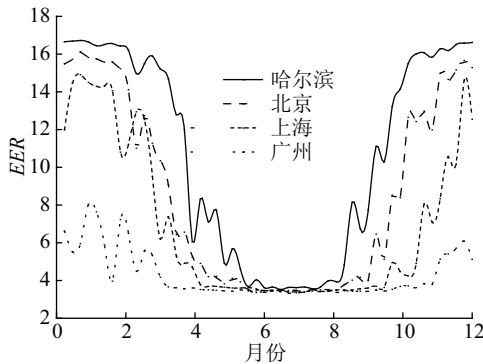


图 5 不同地区  $EER$  变化

Fig. 5 Comparison of  $EER$  change trend in different cities

以哈尔滨为例,每年的 1~3 月份为低温季节,空调系统运行自然冷却,通过调节室外风机转速实现制冷量与热负荷的平衡,  $EER$  随着风机转速的提高而缓慢下降;每年的 4~5 月份为过渡季节,  $T_a$  提高致使自然冷却能力减小,空调系统运行复合制冷循环,  $EER$  随着压缩机负荷的升高而快速下降;每年的 6~8 月份为高温季节,空调系统运行压缩制冷循环,  $EER$  处于谷底;每年的 9~12 月份气温  $T_a$  逐渐降低,其  $EER$  的变化大致与每年的 1~4 月份对称。曲线出现的小幅波动是气温波动所致。热管复合式空调机组在不同气候类型地区运行的  $EER$  变化趋势相似。平均气温越低,自然冷却的运行时间越长,平均  $EER$  越大,节能性越好。

图 6 为室内设定温度 29℃热管复合式空调系统在哈尔滨、北京、上海和广州的  $AEER$ ,相比广州其他四地依次提高了 156%、105%、64%。

热管复合式空调系统的节能关键是自然冷源的应用,其  $EER$  的变化不仅与室外平均气温相关,也与室内设定温度的高、低相关。分别设定室内温度为 33、30、27、24℃,依据北京的气象数据对比计算的  $EER$  如图 7 所示。  $EER$  变化趋势与图 5 相

似,且随着机房内设定温度的提高,热管复合式空调系统的  $EER$  提高明显,如图 8 所示,室内设定温度分别为 33、30、27℃的  $AEER$  相对 24℃依次提高 56%、42%、19%。产生上述变化规律的主要原因: 1)热管冷凝器的换热温差增大,热管模块的换热量增大;2)压缩制冷的蒸发温度相对升高,压缩制冷的效率提高;3)自然冷却运行温区扩大,自然冷源的利用率提高。

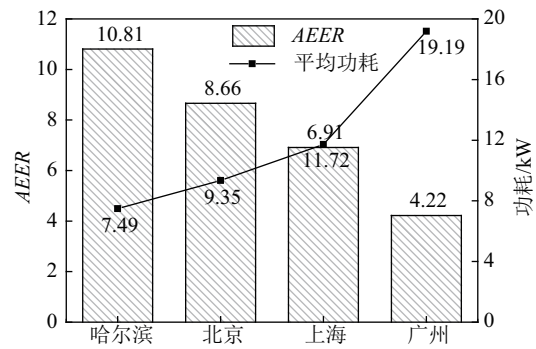


图 6 不同城市  $AEER$  对比

Fig. 6 Comparison of  $AEER$  in different city

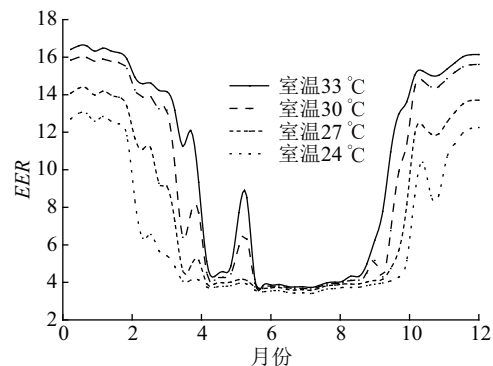


图 7 不同室温下机组性能的对比

Fig. 7 Comparison of performance of AC at different room temperature

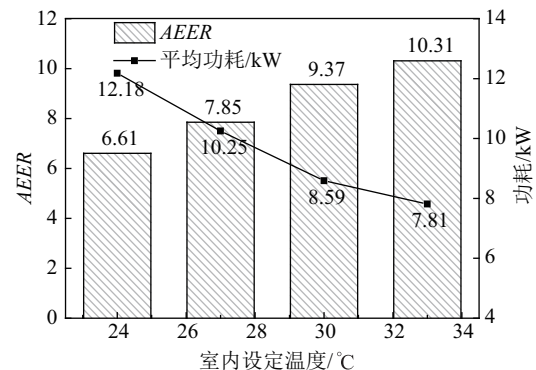


图 8 变室温  $AEER$  对比

Fig. 8 Comparison of  $AEER$  with variable room temperature



## 5 结 论

建立热管复合式制冷机组的仿真分析软件,基于 DeST 的气候数据,研究热管复合式制冷系统在内、外部热环境变化条件下性能系数 *EER* 的变化规律,主要结论如下:

1)室外平均气温是影响热管复合式空调系统节能性的重要因素。平均气温越低, *AEER* 越高,经济性越好。室内设定温度为 29℃ 的热管复合式空调系统,哈尔滨、北京、上海的 *AEER* 相对广州依次提高 156%、105%、64%。

2)室内设定温度是影响热管复合式空调系统节能性的重要因素,室内设定温度越高, *AEER* 越高,经济性越好。依据北京的气象数据,室内设定温度分别为 33、30、27℃ 的 *AEER* 相对 24℃ 依次提高 56%、42%、19%。

3)热管复合式机房空调系统适宜应用在平均气温较低的地区;在满足机房电子设备可靠性的基础上,提高室内的设定温度有利于节能。

### [参考文献]

- [1] 王铁军,王 蒙,刘向农,等. 机房用热管复合型空调机组及其控制方法[P]. 中国: CN102538100A, 2012-02-17.
- [1] Wang Tiejun, Wang Meng, Liu Xiangnong, et al. Heat pipe composite air conditioning unit for computer room and control method thereof [P]. China: CN102538100A, 2012-02-17.
- [2] 吕继祥,王铁军,赵 丽,等. 基于自然冷却技术应用的数据中心空调节能分析[J]. 制冷学报, 2016, 37 (3): 113—118.
- [2] Lyu Jixiang, Wang Tiejun, Zhao Li, et al. Energy saving analysis of data center air conditioning system based on application of natural cooling technology [J]. Journal of Refrigeration, 2016, 37(3): 113—118.
- [3] 王铁军,王冠英,王 蒙,等. 高性能计算机用热管复合制冷系统设计研究[J]. 低温与超导, 2013, 41 (8): 63—66.
- [3] Wang Tiejun, Wang Guanying, Wang Meng, et al. Design and study of composite refrigeration system with heat pipe used in high-performance computer[J]. Cryogenics & Superconductivity, 2013, 41(8): 63—66.
- [4] 石文星,翰林俊,王宝龙,等. 热管-蒸汽压缩复合空

调原理及其在高发热量空间的应用效果分析[J]. 制冷与空调, 2011, 11(1): 30—36.

- [4] Shi Wenxing, Han Linjun, Wang Baolong, et al. Principle of combined air conditioner by heat pipe and vapor compression and its application analysis in high heat density space[J]. Refrigeration and air conditioning. 2011, 11(1): 30—36.
- [5] 张海南,邵双全,田长青. 机械制冷/回路热管一体式机房空调系统[J]. 制冷学报, 2015, 36(3): 29—33.
- [5] Zhang Hainan, Shao Shuangquan, Tian Changqing. Performance analysis on integrated system of mechanical refrigeration and thermosyphon[J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(3): 29—33.
- [6] He Yaling, Chu Pan, Tao Wenquan. Analysis of heat transfer and pressure drop for fin-and-tube heat exchangers with rectangular winglet-type vortex generators[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 61 (2): 770—783.
- [7] Tian En, He Yaling, Tao Wenquan. Numerical simulation of finned tube bank across a staggered circular-pin-finned tube bundle[J]. Numerical Heat Transfer Part A: Applications, 2015, 68(7): 737—760.
- [8] Manassaldi J I, Scenna N J, Mussati S F. Optimization mathematical model for the detailed design of air cooled heat exchangers[J]. Energy, 2014, 64(3): 734—746.
- [9] Javid S M, Farshidianfar A, Golparvar S B. An alternative algorithm for optimal design of plate heat exchangers[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2015, 7(2): 1—9.
- [10] Cai Yufei, Hu Chunling, Jiang Yanlong, et al. Modeling and calculation of open carbon dioxide refrigeration system[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 89(1): 92—98.
- [11] Gazda W, Koziol J. The estimation of energy efficiency for hybrid refrigeration system[J]. Applied Energy, 2013, 101(1): 49—57.
- [12] 祝永华,晋欣桥,傅思劫,等. 变流量多蒸发器制冷系统仿真通用快速算法研究[J]. 制冷学报, 2013, 34 (6): 76—83.
- [12] Zhu Yonghua, Jin Xinqiao, Fu Sijie, et al. A generalized algorithm for the simulation of multi-evaporator variable refrigerant flow systems[J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(6): 76—83.

- [13] 南京佳力图空调机电有限公司. 机房空调检测报告 [R]. 合肥: 合肥通用机电产品检测院有限公司, 2015.
- [13] Nanjing Canatal Air conditioning and Electromechanical CO., Ltd. Computer room air conditioning test report [R]. Hefei: Hefei General Machinery & Electrical Products Inspection Institute CO., Ltd, 2015.
- [14] 燕 达, 谢晓娜, 宋芳婷, 等. 建筑环境设计模拟分析软件 DeST[J]. 暖通与空调, 2004, 34(7): 48—56.
- [14] Yan Da, Xie Xiaona, Song Fangting, et al. Building environment design simulation software DeST[J]. HV & AC, 2004, 34(7): 48—56.

## RESEARCH ON ENERGY SAVING OF COMPOSITE CRAC WITH HEAT PIPE

Xia Xingxiang<sup>1</sup>, Wang Tiejun<sup>1</sup>, Yuan Yi<sup>2</sup>, Hu Liwen<sup>1</sup>, Hu Peng<sup>1</sup>, Xu Wei<sup>3</sup>

(1. School of Automotive and Transportation Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China;

2. Nanjing Canatal Data-Centre Environmental Tech Co., Ltd., Nanjing 211111, China;

3. School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

**Abstract:** The simulation software for the performance of composite computer room air conditioning (CRAC) with heat pipe is set up. Based on DeST meteorological data, the energy efficiency of air conditioning in Harbin, Beijing, Shanghai and Guangzhou is comparatively analyzed and the *EER* change curve shows "U" type. The lower the average outdoor temperature, the higher the *EER*, the better the energy saving. Compared with Guangzhou, the annual energy efficiency ratio (*AEER*) of air conditioning systems in Shanghai, Beijing, Harbin increases by 64%, 105%, 156% in turn. Based on the meteorological data of Beijing, the energy efficiency performance of air conditioning system with different room temperature is analyzed. The higher the set temperature in the computer room, the higher the *EER* and the better the energy saving. When the indoor temperature is set to 33, 30, and 27 °C, the *AEER* increases by 56%, 42%, and 19% in turn compared to 24 °C. For energy-saving and emission-reduction, the composite CRAC with heat pipe is suitable to be used in the area with low average temperature, and under the premise of meeting the reliability of electronic equipment, the setting temperature of the computer room can be increased appropriately.

**Keywords:** heat pipes; electronic cooling; energy saving; computer room air conditioning (CRAC); simulation model