

文章编号:0253-4339(2017)01-0008-05

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2017.01.008

环境参数对蒸发式冷却换热器性能影响的实验研究

申江 杨萌 张聪 王晓乐

(天津商业大学 天津市制冷技术重点实验室 天津 300134)

摘要 本文利用由焓差室控制环境参数的水-水蒸发式冷却换热器实验台,研究喷淋密度、迎面风速和环境参数对其传热传质性能的影响。当改变喷淋密度和迎面风速时,测得最佳喷淋密度为 $0.0314 \text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$,最佳迎面风速为 $3.22 \text{ m}/\text{s}$;在最佳喷淋密度和最佳迎面风速的条件下,改变环境参数,测得湿球温度从 $22 \text{ }^\circ\text{C}$ 上升至 $28 \text{ }^\circ\text{C}$ 时,总传热系数降低约 4.2% ,传质系数降低约 9.3% ;相对湿度从 85% 降低至 55% 时,总传热系数上升约 10% ,传质系数上升约 13.7% 。

关键词 蒸发式冷却换热器;传热系数;传质系数;相对湿度;湿球温度

中图分类号:TQ051.5;TK124

文献标识码:A

Experimental Study of Environmental Parameters on the Performance of Evaporative Cooling Heat Exchanger

Shen Jiang Yang Meng Zhang Cong Wang Xiaole

(Refrigeration Key Laboratory of Tianjin, Tianjin University of Commerce, Tianjin, 300134, China)

Abstract The experiment rig of evaporative cooling heat exchanger is set up for experimental research and the environmental parameters were controlled in enthalpy difference laboratory in this paper. The influences of spray density, face velocity and environmental parameters on the performance of evaporative cooling heat exchanger were experimentally investigated. The optimal spray density and face velocity were found, which were $0.0314 \text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ and $3.22 \text{ m}/\text{s}$ respectively. In addition, the heat transfer coefficient would decrease by 4.2% and the mass transfer coefficient would decrease by 9.3% when the wet bulb temperature was increased from $22 \text{ }^\circ\text{C}$ to $28 \text{ }^\circ\text{C}$; the heat transfer coefficient would increase by 10% and the mass transfer coefficient was increased by 13.7% with the relative humidity of inlet air decreasing from 85% to 55% .

Keywords evaporative cooling heat exchanger; heat transfer coefficient; mass transfer coefficient; relative humidity; wet bulb temperature

蒸发式冷却换热器是利用盘管表面的液膜与强制流动的空气进行蒸发式传热传质的一种换热设备,潜热传热占总换热量的 90% 以上。与水冷式制冷机组相比,蒸发式制冷机组系统节能 16.3% ,节水 39.7% ^[1-6]。国外对蒸发式冷却技术的研究从二十世纪中期已经成熟,R. Armbruster 等^[7]建立换热性能同喷淋水量、迎面风速以及盘管结构和水膜温度关系的关联式。近年来国内朱冬生等^[8-11]建立了蒸发式冷凝器的实验台,从理论和实验两个方面进行了传热传质性能研究。

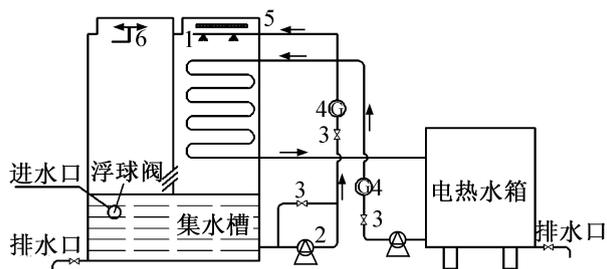
蒸发式冷却换热器的工作效率受环境参数的影响很大,N. Gilani 等^[12]对蒸发式冷却换热器在不同的环境条件下,根据热舒适原则提出几何和物理特征的理论 and 实验研究。朱冬生等^[8]研究气候条件对蒸发式冷凝机组的影响,分析得出一天中空气参数变化

对机组性能的影响差异约为 $5\% \sim 12\%$ 。蒋翔等^[13-16]指出,我国各地的气候条件差异很大,在实际使用设计时,须根据当地的气候条件变化选择蒸发式冷却换热器的设备技术参数。而此方面的研究略微不足,本文抓住湿球温度和相对湿度两个关键因素,研究了这两个因素对蒸发式冷却换热器传热传质性能的影响,为此类换热器的设计提供一定的实验依据。

1 实验装置与方法

1.1 实验装置

本实验在焓差室内搭建水-水蒸发式冷却换热器实验台,通过焓差室模拟室外环境,研究进风口空气的湿球温度和相对湿度对传热传质性能的影响。实验装置主要由蒸发式冷却换热器和恒温水箱两部分组成。实验台的系统流程图如图 1 所示。



1 喷嘴;2 循环水泵;3 闸阀;4 流量计;5 挡水板;6 风机

图 1 实验装置系统流程图

Fig. 1 Experimental device system flow chart

蒸发式冷却换热器主要由换热盘管、喷淋水系统、风系统组成。蒸发式冷却换热器的外形尺寸为 800 mm × 550 mm × 1 920 mm (长 × 宽 × 高), 换热盘管采用管径 12 mm 的紫铜管, 管排数为 20, 换热盘管呈正三角形排列, 横向间距 25 mm, 纵向间距 26 mm。考虑实验成本以及管道的腐蚀、卫生、安全等问题, 换热盘管内工质采用热水, 热水由恒温热水箱供应, 电加热功率为 14 kW。

1.2 测试仪器

实验过程须在换热盘管表面均匀布置铜-康铜热电偶, 并包裹绝缘保温材料, 采用数据采集器 MX100 测量温度; 在空气进出口均匀布置风速探头, 采用 KANOXAX 多点风速仪测量风速; 在空气进出口采用手持式 testo425 温湿度采集器测量空气参数; 采用玻璃转子流量计测量盘管内热水流量和喷淋水流量。

实验环境: 设定换热盘管内热水进口温度为 (36.5 ± 0.5) °C。研究喷淋密度和迎面风速的影响效果时, 设定焓差室内干球温度为 (34 ± 0.5) °C, 湿球温度为 (27 ± 0.5) °C; 研究进风口空气湿球温度和相对湿度的影响效果时, 设定喷淋流量为 2 500 L/h, 风机频率为 38 Hz。

2 实验数据处理

假设整个实验过程的总换热量为盘管内热水传到盘管表面的热量, 即:

$$Q = c_i m_i (t_{i1} - t_{i2}) \quad (1)$$

式中: c_i 为管内工质的定压比热容, kJ/(kg·K); m_i 为管内工质质量流量, kg/s; t_{i1} 为管内进口工质温度, °C; t_{i2} 为管内出口工质温度, °C。

总传热系数为:

$$K = \frac{Q}{A_0 \Delta t_m} \quad (2)$$

其中换热温差:

$$\Delta t_m = \frac{t_{i1} - t_{i2}}{\ln\left(\frac{t_{i1} - t_w}{t_{i2} - t_w}\right)} \quad (3)$$

式中: A_0 为蒸发式冷却换热器总换热面积, m²; t_w 为管外水膜温度, °C。

对于实验台的传质系数, 根据空气质量守恒和能量守恒原理, 水膜与空气界面的传质系数可表达为:

$$K_m = \frac{m_a}{A_{wa}} \ln \frac{h''_w - h_{a1}}{h''_w - h_{a2}} \quad (4)$$

式中: m_a 为空气质量流量, kg/s; A_{wa} 为空气和水膜的换热面积, m²; h''_w 为水膜温度下饱和湿空气的比焓, kJ/kg; h_{a1} 为进口空气比焓, kJ/kg; h_{a2} 为出口空气比焓, kJ/kg。

3 实验结果与分析

根据实验数据处理, 选取迎面风速分别为 4.07 m/s, 3.04 m/s 和 2.27 m/s 三种条件下, 分析喷淋密度对传热传质性能的影响; 选取喷淋密度分别为 0.018 8 kg/(m·s)、0.031 4 kg/(m·s) 和 0.043 9 kg/(m·s) 三种条件下, 分析迎面风速对传热传质性能的影响; 选取喷淋密度为 0.031 4 kg/(m·s), 迎面风速为 3.04 m/s 的条件, 分析进风口空气湿球温度和相对湿度对传热传质性能的影响。

3.1 喷淋密度的影响

由图 2 可知, 当喷淋密度小于 0.031 4 kg/(m·s) 时, 总传热系数随着喷淋密度的增大而增大, 当喷淋密度大于 0.031 4 kg/(m·s) 时, 总传热系数随着喷淋密度的增大而减小。这是由于喷淋密度较小时, 喷淋水不能很好地包裹盘管表面, 同时盘管外表面的水膜与空气的接触面积较小, 盘管换热性能较差。随着喷淋密度的不断增大, 盘管表面的布水情况逐渐改善, 盘管换热性能增强。喷淋密度达到最佳值后继续增大, 盘管表面水膜增厚, 加大水膜热阻, 盘管换热性能降低。

由图 3 可知, 随着喷淋密度的增大, 传质系数的变化趋势较为稳定。这是由于当喷淋水量很小时, 盘管表面的水膜覆盖不完整, 气液界面的接触面积较小, 传质性能较差。当喷淋水量较大时, 液膜扰动增大, 传质性能增强, 但水膜厚度增大, 热阻也会相应增加, 水膜的更新速度加快, 水膜温度降低, 这些情况都会降低盘管表面水膜的传质系数。在整个相互作用过程中, 盘管表面的传质系数的变化较稳定, 喷淋密度对传质系数影响较小。

综上所述: 喷淋密度对传质系数的影响较小, 对总传热系数的影响较大, 存在最佳喷淋密度使换热性

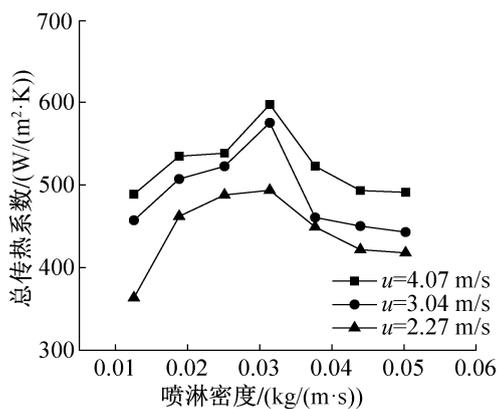


图 2 总传热系数随喷淋密度的变化

Fig. 2 The total heat transfer coefficient changes with spray density

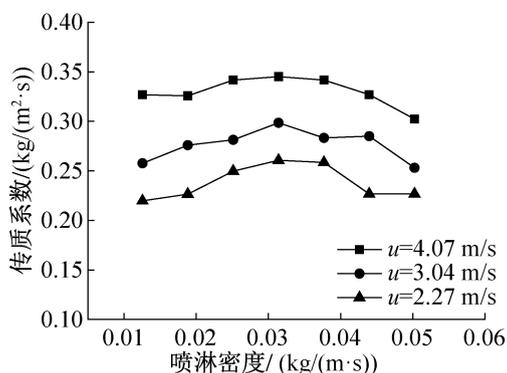


图 3 传质系数随喷淋密度的变化

Fig. 3 The mass transfer coefficient changes with spray density

能最好,喷淋密度的最佳值受到迎面风速的影响很小。本实验台的最佳喷淋密度为 $0.0314 \text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ 。

3.2 迎面风速的影响

由图 4 可知,总传热系数随着迎面风速的增大而增大,当迎面风速达到 3.22 m/s 时,总传热系数增大的趋势变小,曲线逐渐趋于平稳。原因是随着迎面风速增大,盘管表面的水膜扰动加强,促进盘管表面的热湿交换,使传热系数增大。风速超过一定值后,导致水膜分布情况恶化,盘管表面水膜与空气的接触时间变短,热交换时间变短,水膜温度逐渐趋于稳定而不再降低,换热性能逐渐趋于稳定。

由图 5 可知,传质系数随着迎面风速的增大而增大,在风速达到 3.22 m/s 时,传质系数增加的趋势逐渐平缓。原因是迎面风速增大使水膜表面的空气流速增大,空气与水膜界面的空气更新速度加快,降低水膜空气界面的水蒸气分压力,促进传质。风速超过一定值后,盘管表面水膜与空气的接触时间变短,水膜与空气之间的湿度差逐渐趋于稳定而不再变化,

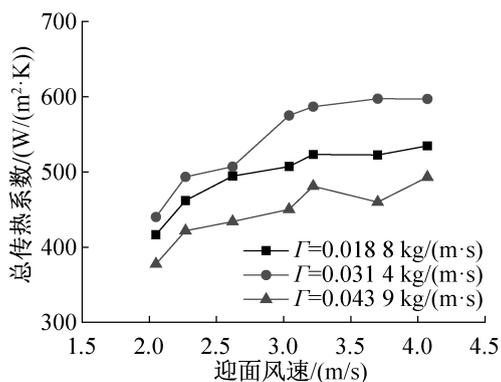


图 4 总传热系数随迎面风速的变化

Fig. 4 The total heat transfer coefficient changes with face velocity

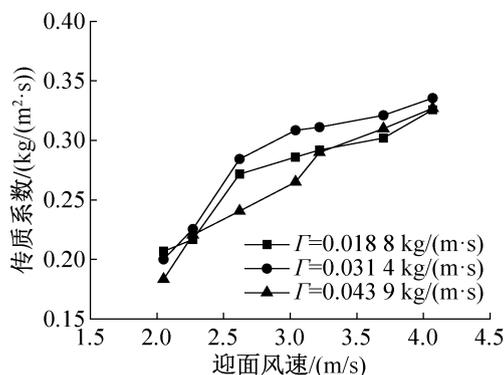


图 5 传质系数随迎面风速的变化

Fig. 5 The mass transfer coefficient changes with face velocity

传质性能逐渐趋于稳定。

综上所述:迎面风速不断增大,总传热系数、传质系数增大的趋势逐渐平缓,风机耗能逐渐增大,使能效比降低。对于给定的蒸发式冷却换热器,应在喷淋水能够很好地包裹盘管表面、运行经济性的条件下选择迎面风速。本实验台最佳迎面风速为 3.22 m/s 。

3.3 湿球温度的影响

由图 6 可知,随着湿球温度的升高总传热系数降低。湿球温度从 $22 \text{ }^\circ\text{C}$ 上升到 $28 \text{ }^\circ\text{C}$,总传热系数降低约 4.2% 。原因是蒸发式冷却换热器的传热驱动力是管内工质进口温度和湿球温度之间的温度差,湿球温度升高,二者换热温差减小,总换热量减小。但是水膜的平均温度升高,气液界面间的传热温差也减小,在二者的作用下,总传热系数的变化趋势并不明显。

由图 7 可知,传质系数随着湿球温度的升高呈下降趋势。湿球温度从 $22 \text{ }^\circ\text{C}$ 上升到 $28 \text{ }^\circ\text{C}$,传质系数降低约 9.3% 。原因是随着湿球温度的增加,相应的空气的含湿量增加,气液界面的水蒸气压力差降低,空

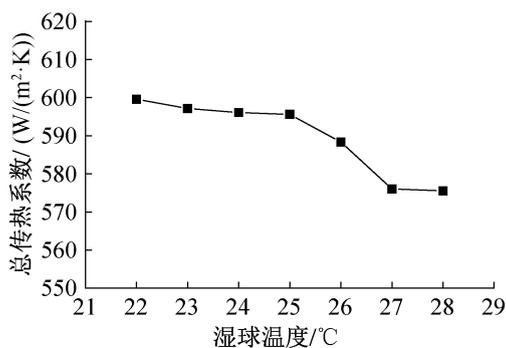


图 6 总传热系数随湿球温度的变化

Fig. 6 The total heat transfer coefficient changes with wet bulb temperature

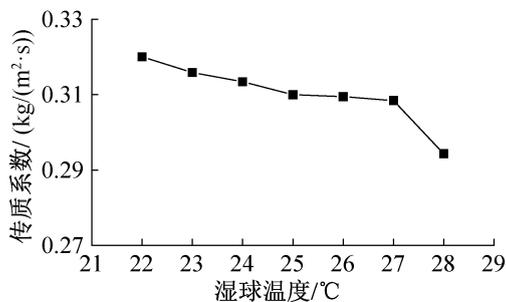


图 7 传质系数随湿球温度的变化

Fig. 7 The mass transfer coefficient changes with wet bulb temperature

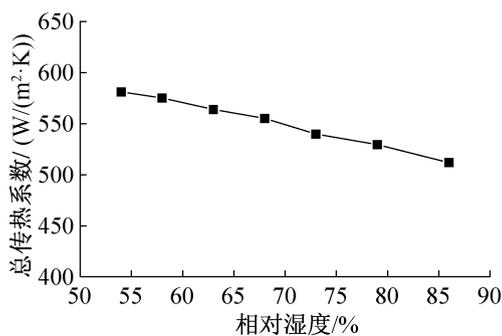


图 8 总传热系数随相对湿度的变化

Fig. 8 The total heat transfer coefficient changes with relative humidity

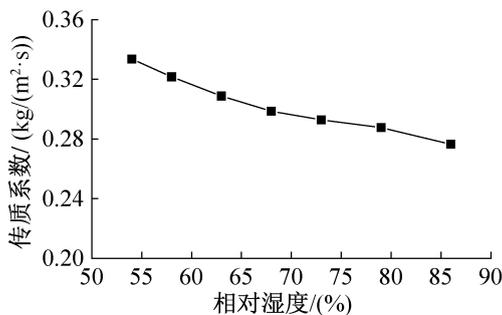


图 9 传质系数随相对湿度的变化

Fig. 9 The mass transfer coefficient changes with relative humidity

气吸收水蒸气的能力降低,同时空气的进口焓值也升高,水膜与空气界面的焓差减小,传质性能降低。

湿球温度是影响传热传质性能的重要原因,随着全年的气候湿球温度的变化,可以通过喷淋水量和空气量调节,满足要求并达到节能的目的。

3.4 相对湿度的影响

由图 8 可知,总传热系数随着空气入口相对湿度的增大而降低。相对湿度从 55% 增大到 85%,总传热系数降低约 10%。原因是随着相对湿度的增大,空气与水膜界面的水蒸气分压力减小,气液界面水蒸发的潜热换热降低。实验过程中设定湿球温度为 27 °C,进口空气相对湿度增大,相对应空气的干球温度降低,显热换热增大,使传热性能降低。

由图 9 可知,传质系数随着相对湿度的增大而降低。相对湿度从 55% 增大到 85%,传质系数降低约 13.7%。原因是空气的相对湿度增大,空气中水蒸气分压力增大,空气中水蒸气的饱和程度也增大,导致空气吸收水蒸气的能力降低,盘管表面水的蒸发量减少,传质系数降低。

对进口空气的相对湿度的研究得出,蒸发式冷却换热器在干旱地区的换热性能高于潮湿地区。环境

湿度较大时可以采用增大迎面风速,带走饱和空气,迅速降低水膜空气之间的水蒸气分压力促进换热。

4 结论

本文通过由焓差室控制环境参数的水-水蒸发式冷却换热器实验台,调整喷淋密度、迎面风速和环境参数的大小,研究了各个参数对其传热传质性能的影响,得到以下结论:

1) 存在最佳喷淋密度和迎面风速使总传热系数和传质系数达到最大,因此在不同的环境下,需要调节合适的喷淋密度达到节能的效果,对于本实验而言,最佳的喷淋密度为 0.031 4 kg/(m·s),最佳迎面风速为 3.22 m/s。

2) 随着湿球温度的增大,换热量、总传热系数以及传质系数降低,随着全年的气候湿球温度的变化,可以通过喷淋水量和空气量调节,保证换热器的高效运行。

3) 随着相对湿度的减小,总传热系数和传质系数呈现增大的趋势,相对湿度从 85% 降低至 55%,设备总传热系数约上升 10%,传质系数约上升 13.7%,因此蒸发式冷却换热器在干旱地区的换热性能高于潮湿地区。

本文受天津市高等学校科技发展基金(2013ZD02)项目资助。(The project was supported by the Tianjin High School Science & Technology Development Fund (No. 2013ZD02).)

参考文献

[1] 尹应德. 蒸发式冷凝制冷系统的模拟, 实验及节能应用研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2012. (YIN Yingde. Simulation and experiment and energy-conservationed applied research of evaporative condensed refrigeration system [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2012.)

[2] Jahangeer K A, Tay A A O, Islam M R. Numerical investigation of transfer coefficients of an evaporatively-cooled condenser[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(10): 1655-1663.

[3] Ren C Q, Yang H X. An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel/counter flow configurations[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(3/4): 617-627.

[4] Thu H T M, Sato H. Proposal of an eco-friendly high-performance air-conditioning system. Part 1: Possibility of improving existing air-conditioning system by an evapo-transpiration condenser[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(3): 1589-1595.

[5] Wu J M, Huang X, Zhang H. Numerical investigation into the thermal-flow performance characteristics of an evaporative cooler[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(1): 195-201.

[6] 李泰宇, 欧阳新萍. 一种全管束配水的蒸发式冷凝器及其风阻实验研究[J]. 制冷学报, 2014, 35(2): 30-35. (LI Taiyu, OUYANG Xinping. Experimental study on air flow resistance of an evaporative condenser with water distributed on every tube [J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(2): 30-35.)

[7] Armbruster R, Mitrovic J. Evaporative cooling of a falling water film on horizontal tubes[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1998, 18(3): 183-194.

[8] 朱冬生, 沈家龙, 蒋翔, 等. 蒸发式冷凝器管外水膜流动实验研究[J]. 化学工程, 2006, 34(8): 17-20. (ZHU Dongsheng, SHEN Jialong, JIANG Xiang, et al. Experimental study on water film flow outside tubes for evaporative condenser[J]. Chemical Engineering, 2006, 34(8): 17-20.)

[9] 朱冬生, 沈家龙, 唐广栋, 等. 水分布对蒸发式冷凝器传热传质的影响[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(1): 83-85. (ZHU Dongsheng, SHEN Jialong, TANG Guangdong, et al. Influence of water distribution on the heat and mass transfer performance of evaporative condenser [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(1): 83-

85.)

[10] 蒋翔, 朱冬生, 唐广栋, 等. 蒸发式冷凝器管外流体流动与传热传质强化[J]. 工程热物理学报, 2008, 29(10): 1698-1702. (JIANG Xiang, ZHU Dongsheng, TANG Guangdong, et al. Enhanced flow and heat-mass of evaporative condenser[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(10): 1698-1702.)

[11] 朱冬生, 尹应德, 蒋翔, 等. 蒸发式冷凝制冷系统性能实验研究[J]. 太阳能学报, 2011, 32(8): 1163-1167. (ZHU Dongsheng, YIN Yingde, JIANG Xiang, et al. Performance of evaporative condensed refrigeration system[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2011, 32(8): 1163-1167.)

[12] Gilani N, Amin H, Poshtiri A H. Heat exchanger design of direct evaporative cooler based on outdoor and indoor environmental conditions[J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2014, 6(4): 1-9.

[13] 蒋翔, 朱冬生, 钟朝安. 气候条件对高效蒸发式冷凝机组性能的影响[J]. 制冷学报, 2008, 29(1): 33-38. (JIANG Xiang, ZHU Dongsheng, ZHONG Chao'an. Effect of climatic conditions on performance of air conditioning system with the evaporative condenser[J]. Journal of Refrigeration, 2008, 29(1): 33-38.)

[14] 董俐言, 王宝龙, 石文星, 等. 板式蒸发式冷凝器传热传质的数值模拟[J]. 制冷学报, 2013, 34(1): 10-17. (DONG Liyan, WANG Baolong, SHI Wenxing, et al. Numerical simulation on heat and mass transfer of plate evaporative condenser [J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(1): 10-17.)

[15] 申江, 路坤仑, 刘丽, 等. 蒸发式冷凝器单位传热面积最佳风量水量配比研究[J]. 制冷学报, 2014, 35(5): 44-48. (SHEN Jiang, LU Kunlun, LIU Li, et al. Research on optimal ratio of air volume to water mass flowrate for evaporative condenser [J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(5): 44-48.)

[16] Vakiloroya V, Samali B, Pishghadam K. A comparative study on the effect of different strategies for energy saving of air-cooled vapor compression air conditioning systems [J]. Energy and Buildings, 2014, 74: 163-172.

作者简介

申江,男,教授,天津商业大学机械工程学院制冷系,(022) 26669745, E-mail: shenjiang@tjcu.edu.cn. 研究方向: 食品冷链技术, 制冷系统优化及节能等。

About the author

Shen Jiang, male, professor, Department of Refrigeration Technology, Tianjin University of Commerce, +86 22-26669745, E-mail: shenjiang@tjcu.edu.cn. Research fields: food cold chain technology, optimization and conservation technology of refrigeration systems.