

doi:10.11835/j.issn.1674-4764.2016.02.018



冰蓄冷低温送风空调系统焓损因素分析

周学丽¹, 李念平¹, 邹杰²

(1. 湖南大学 土木工程学院 长沙 410082; 2. 广州黄岩机电科技有限公司 广州 510000)

摘要:低温送风空调系统引进新型冰蓄冷设备,采用正丁烷作为制冷剂,制冷剂与水直接接触,换热更强烈且稳定。为了研究该系统相应焓损因素条件下的节能薄弱环节,实现系统性能优化,基于该系统及各表冷器焓损分析模型,分析了热湿比、新风比、送风温差等焓损因素对系统焓效率和各表冷器焓损率的影响。结果表明:当热湿比变化时,处理二次混风的表冷器焓损率随之呈正比变化,其他表冷器焓损率及系统焓效率随之呈反比变化;当新风比变化时,处理新风的二级表冷器焓损率随之呈正比变化,其他表冷器焓损率及系统焓效率随之呈反比变化;当送风温差变化时,处理一次回风的表冷器焓损率随之呈正比变化,其他表冷器焓损率及系统焓效率随之呈反比变化。

关键词:低温送风空调系统;焓损分析模型;焓损率;焓效率;冰蓄冷

中图分类号: TU831.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-4764(2016)02-0132-06

Analysis on exergy loss factors of a novel ice storage system with cold air distribution

Zhou Xueli¹, Li Nianping¹, Zou Jie²

(1. College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410082, P. R. China;

2. Guangzhou Huangyan Mechanical and Electrical Technology Co., Guangzhou 510000, P. R. China)

Abstract: An exergy analysis model was developed for a novel ice storage system with cold air distribution and its main surface air coolers. Based on this model, the influence of heat and humidity ratio, fresh air ratio and temperature difference between supply air and indoor air on the exergy efficiency of the system and the exergy loss rate of its surface air coolers was studied. Finally the important parameters for system optimization were identified. The simulation results show that the exergy loss rate of the surface air cooler for secondary mixed air is positively proportional to the variation of heat and humidity ratio, while it is inverse for the other; the exergy loss rate of the surface air coolers for fresh air is positively proportional to the variation of fresh air ratio, while it is opposite for the other; the exergy loss rate of the surface air cooler for primary mixed air is positively proportional to the variation of temperature difference between supply air and indoor air, while it is inverse for the other.

收稿日期: 2015-08-12

基金项目: 国家自然科学基金(51578220)

作者简介: 周学丽(1991-),女,主要从事建筑节能技术研究,(E-mail)18229945449@163.com。

李念平(通信作者),男,教授,博士生导师,(E-mail)linianping@126.com。

Received: 2015-08-12

Foundation item: National Natural Science Foundation of China (No. 51578220)

Author brief: Zhou Xueli (1991-), main research interest: building energy-saving technology, (E-mail) 18229945449@163.com.

Li Nianping (corresponding author), professor, doctor supervisor, (E-mail) linianping@126.com.

Keywords: cold air distribution system; exergy analysis model; exergy loss rate; exergy efficiency; ice storage.

自从20世纪推广使用冰蓄冷技术以来^[1],冰蓄冷技术以“移峰填谷”的优势,成为暖通空调领域炙手可热的“宠儿”^[1-2]。传统的冰蓄冷设备采用乙二醇溶液为制冷剂,制冷剂不与冰水直接接触,传热热阻高,传热效率低;为了满足制冷要求,需要配备大面积换热管,运行效率较低^[3]。邹杰^[3]研发了一种新型动态冰蓄冷设备,采用正丁烷作为制冷剂,制冷剂与冰水直接接触,制冰过程中制冷剂带走热量将冷水制成冰,融冰过程中依靠冰融化向空调系统供冷;为了更好地将水与制冷剂混合,在冰蓄冷设备中设置移动床等传动装置,换热更加强烈,运行效率更高,控制更加可靠^[4]。笔者介绍的低温送风空调系统引进该新型动态冰蓄冷设备,夜晚利用冷水机组制冰,白天利用冷水机组和冰蓄冷设备分别向空调机组提供7/12℃和0/7℃的冷冻水,高效实现低温送风和负荷转移^[5]。但是相关研究发现该系统能量利用效率受到诸如热湿比、新风比、送风温差等运行参数的影响,因此,笔者基于能量利用效率进行研究,为优化系统性能及提高系统节能性奠定理论基础。

能量利用效率研究方法主要有两种:一是基于热力学第一定律的热平衡法,二是基于热力学第一定律和第二定律的焓分析法^[5]。很多学者基于热平衡法将典型冰蓄冷低温送风空调系统与常规温差空调进行对比研究,认为冰蓄冷低温送风空调系统送风温度低、送风量少、运行能耗低、系统整体效益高^[6-8]。殷平^[9]对广州电子车间、商场及北京办公楼3种不同建筑进行调查,采用经济分析法对比分析了两种系统的一次投资和运行费用,认为低温送风系统相对节能,并指出室内热湿比越小,这方面的效果越明显。但基于热平衡法的传统经济分析法在与常规空调系统进行对比研究,只能从数量上评价系统的节能特性,并不能揭示某个部件对系统能量利用率的影响,更不能明确说明热湿比、新风比、送风温差等参数将会对哪些部件产生最大影响。焓分析法着眼于系统本身,将“质”和“量”统一于系统能量利用率分析中,便于发现系统焓损因素对系统及其部件能量利用率的影响,有助于确定系统适用的最优参数,为改善系统性能指明正确方向^[10-19]。笔者基于焓分析法研究热湿比、新风比、送风温差等焓损因素对系统焓效率和表冷器焓损率的影响,最终为该冰蓄冷低温送风空调系统性能优化提供理论依据。

1 焓分析法概述

1.1 常用的几种焓计算

1.1.1 热(冷)量焓 热(冷)量焓 E_{xQ} 定义为高于(低于)环境温度的系统,在给定的环境条件下能够对外做的最大有用功,计算式^[10]为

$$E_{xQ} = Q | T_0/T_a - 1 | \quad (1)$$

式中: T_0 为环境空气温度,K; T_a 为进出口对数平均温度,K。

1.1.2 湿空气的焓 湿空气是暖通空调领域的主要研究对象,它的状态主要由温度和含湿量两个参数来表征。在对湿空气进行焓分析时,需要选取零焓点作为参考。选取环境温度下的饱和空气状态作为焓分析的参考点,则1 kg湿空气任意状态下的焓为^[10]

$$e_x = (C_{pa} + dC_{pv})T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + (1 + 1.608d)R_a T_0 \ln \frac{P}{P_0} + R_a T_0 \left[(1 + 1.608d) \ln \frac{1 + 1.608d_0}{1 + 1.608d} + 1.608 d \ln \frac{d}{d_0} \right] \quad (2)$$

式中: e_x 为每千克湿空气的焓,kW/kg; P_0 为标准大气压,kPa; T_0 为环境温度,K; d_0 为环境温度下的饱和含湿量,kg/kg; R_a 为干空气气体常数,取为0.287 kJ/(kg·K); C_{pa} 为干空气的定压比热,取为1.003 kJ/(kg·K); C_{pv} 为水蒸气的定压比热,取为1.872 kJ/(kg·K)。

1.2 焓计算准则

1.2.1 焓损失 任何不可逆过程必然引起焓的损失,焓损失计算式为^[10]

$$E_{\text{loss}} = E_{\text{xin}} - E_{\text{xef}} \quad (3)$$

式中: E_{loss} 为焓损失,kW; E_{xin} 为输入焓,kW; E_{xef} 为有效输出焓,kW。

1.2.2 焓损率 焓损率定义为某部件的局部焓损失与系统总焓损失之比,计算式为^[10]

$$d_i = E_{\text{loss}i} / \sum E_{\text{loss}} \quad (4)$$

式中: d_i 为焓损失率; $E_{\text{loss}i}$ 为某个环节的局部焓损失,kW; $\sum E_{\text{loss}}$ 为系统总焓损失,kW。

1.2.3 焓效率 焓效率定义为系统有效输出焓占输入焓的比值,计算式为^[10]

$$\eta_{ex} = \frac{\sum E_{x_{ef}}}{\sum E_{x_{in}}} \quad (5)$$

式中： η_{ex} 为焓效率； $\sum E_{x_{ef}}$ 为系统有效输出焓，kW； $\sum E_{x_{in}}$ 为系统总输入焓，kW。

2 冰蓄冷低温送风空调系统的焓分析模型

冰蓄冷低温送风空调系统空气处理流程如图 1 所示^[5]，空气处理过程焓湿图如图 2 所示^[5]，由图 1 和图 2 可知，表冷器 1 是处理新风(状态点 1)的一级表冷器，冷冻水供回水温度为 7/12 °C，由冷水机组提供；处理新风的二级表冷器是表冷器 2，由冰蓄冷系统提供冷冻水，供回水温度为 0/7 °C，它能够将表冷器 1 处理后的新风(状态点 1')处理到温度 $T = 3.8$ °C，相对湿度 $\varphi = 95\%$ ，含湿量 $d = 4.76$ g/kg 的低温风(状态点 1'')；一次回风(状态点 2)由变频风机控制流量，由表冷器 3(供回水温度为 0/7 °C)处理到温度 $T = 3.8$ °C，相对湿度 $\varphi = 95\%$ ，含湿量 $d = 4.76$ g/kg 的低温风(状态点 2')，最终与两级表冷处理过的新风混合为一次混风，一次混风和二次回风(状态点 2'')混合为二次混风(状态点 3)；二次混风由表冷器 4(供回水温度为 7/12 °C)在干工况下处理到达送风状态(状态点 4)，最终由送风机将送风(状态点 5)送入室内用于消除房间热湿负荷。

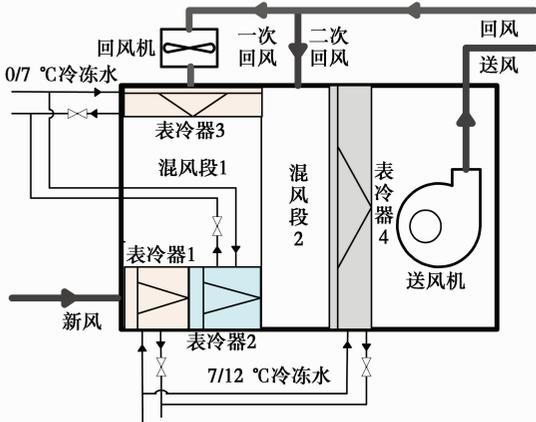


图 1 冰蓄冷低温送风空调系统空气处理流程图

Fig. 1 Flow diagram of the ice storage system with cold air

低温送风空调系统焓损的影响因素很多：风机、管道温升引起的焓损失，表冷器冷却空气产生冷凝水而引起的焓损失，表冷器与空气换热过程等不可逆过程引起的焓损失等^[10-11]。在对系统进行焓分析时，忽略系统内部流动的压力损失和位能差的影响，忽略风机和管道温升引起的焓损失，选取空调处理

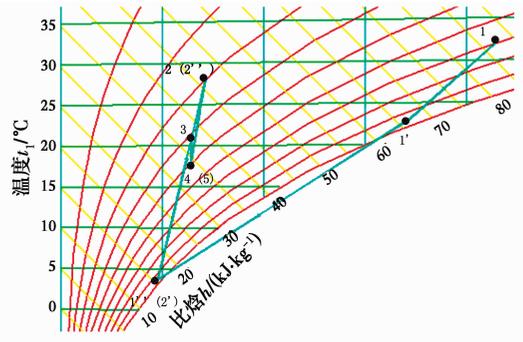


图 2 冰蓄冷低温送风空调系统空气处理焓湿图

fig. 2 Air conditioning process of the ice storage system with cold air distribution

机组内流动的湿空气为研究对象，把系统视作开口系稳定流动系统，则各表冷器及系统的焓分析模型^[10-14]如下：

1)表冷器 1 的焓损失为

$$E_{loss1} = E_{x1} + E_{x_{Q1}} - E_{x1'} \quad (6)$$

式中： E_{x1} 为新风的焓，kW； $E_{x_{Q1}}$ 为表冷器 1 提供的冷量焓，kW； $E_{x1'}$ 为由表冷器 1 处理后新风的焓，kW。

2)表冷器 2 的焓损失为

$$E_{loss2} = E_{x1'} + E_{x_{Q2}} - E_{x1''} \quad (7)$$

式中： $E_{x_{Q2}}$ 为表冷器 2 提供的冷量焓，kW； $E_{x1''}$ 为由表冷器 2 处理后新风的焓，kW。

3)表冷器 3 的焓损失为

$$E_{loss3} = E_{x2} + E_{x_{Q3}} - E_{x2'} \quad (8)$$

式中： E_{x2} 为一次回风的焓，kW； $E_{x_{Q3}}$ 为表冷器 3 提供的冷量焓，kW； $E_{x2'}$ 为由表冷器 3 处理后一次回风的焓，kW。

4)表冷器 4 的焓损失为

$$E_{loss4} = E_{x3} + E_{x_{Q4}} - E_{x4} \quad (9)$$

式中： E_{x3} 为二次混风的焓，kW； $E_{x_{Q4}}$ 为表冷器 4 提供的冷量焓，kW； E_{x4} 为由表冷器 4 处理后二次混风的焓，kW；

5)系统的焓损失为

$$\sum E_{loss} = E_{x1} + E_{x2} + E_{x2''} + E_{x_{Q1}} + E_{x_{Q2}} + E_{x_{Q3}} + E_{x_{Q4}} - E_{x5} \quad (10)$$

式中： $E_{x2''}$ 为二次回风的焓，kW； E_{x5} 为送风的焓，kW；

6)系统的焓效率为

$$\eta_{ex} = E_{x5} / (E_{x1} + E_{x2} + E_{x_{Q1}} + E_{x_{Q2}} + E_{x_{Q3}} + E_{x_{Q4}}) \quad (11)$$

3 焓损因素分析

广州某冰蓄冷低温送风空调系统工程设计工况

如下。室内主要设计参数为:室内设计温度 $T_n = 28 \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$,相对湿度 $\varphi_n \leq 30\%$,车间内冷负荷为 11.8 kW ,湿负荷为 2.1 kg/h ,新风量为 0.2 kg/s ,热湿比 $\epsilon = 20 \text{ } 228.57 \text{ kJ/kg}$,新风比 $m = 20\%$,送风温差 $\Delta t = 9.8 \text{ }^\circ\text{C}$;室外设计参数为:大气压力 $P_0 = 100 \text{ } 287 \text{ Pa}$,计算干球温度 $T_0 = 32 \text{ }^\circ\text{C}$,湿球温度 $T_h = 27.3 \text{ }^\circ\text{C}$,相对湿度 $\varphi_0 = 70\%$ 。在取得必要工程设计方面相关数据的情况下,根据已经建立的系统以及各表冷器熵分析模型,采用 MATLAB 编程计算^[20]该冰蓄冷低温送风空调系统的熵损失和熵效率以及各表冷器的熵损率。

3.1 热湿比对系统熵参数的影响

如图 3 所示,当热湿比变化时,表冷器 1、表冷器 2 和表冷器 3 熵损率均随之呈反比变化,当 $\epsilon > 28 \text{ } 000 \text{ kJ/kg}$ 时,表冷器 1 和表冷器 2 熵损率很小,几乎为 0 且基本保持不变。表冷器 4 熵损率随热湿比呈正比变化,当 $18 \text{ } 000 < \epsilon < 20 \text{ } 500 \text{ kJ/kg}$ 时,表冷器 4 熵损率很小,几乎均为 0;当 $\epsilon > 26 \text{ } 000 \text{ kJ/kg}$ 时,表冷器 4 熵损率明显大于其他表冷器。这主要是因为:除湿的任务主要由表冷器 1、表冷器 2 和表冷器 3 承担,表冷器 4 主要用于降温。

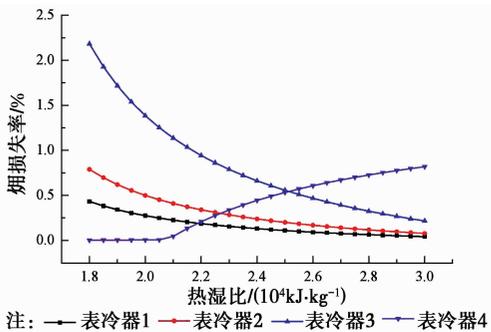


图 3 各设备熵损失率随热湿比变化曲线
Fig. 3 Different exergy loss rate values of the surface air coolers under different heat and humidity ratio

如图 4 所示,当热湿比变化时,系统熵损失随之呈正比变化,熵效率随之呈反比变化。这就意味着当热湿比增大,系统熵损失增多,系统熵效率降低,而导致系统熵效率降低的关键部件是表冷器 4。因此,当热湿比较大尤其 $\epsilon > 26 \text{ } 000 \text{ kJ/kg}$ 时,表冷器 4 是冰蓄冷低温送风空调系统节能设计的薄弱环节,对系统进行性能优化应当主要针对表冷器 4。

3.2 新风比对系统熵参数的影响

如图 5 所示,当新风比变化时,表冷器 1 和表冷器 2 的熵损率随之呈正比变化,表冷器 3 和表冷器 4 的熵损率随之呈反比变化,其中表冷器 4 随新风比变化最小,表冷器 2 的熵损率增大速度较快;当 $m >$

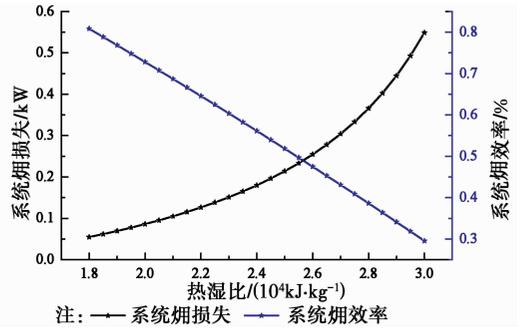


图 4 系统熵损失和熵效率随热湿比变化曲线
Fig. 4 Different exergy loss values and exergy efficiency values of the system under different heat and humidity ratio

20% 时,表冷器 2 的熵损率远远大于其他表冷器,且其他表冷器熵损率变化平缓。这主要是因为新风的热湿负荷主要由表冷器 1 和表冷器 2 承担,其中表冷器 2 承担的负荷较多,表冷器 2 熵损率变化也就越显著。

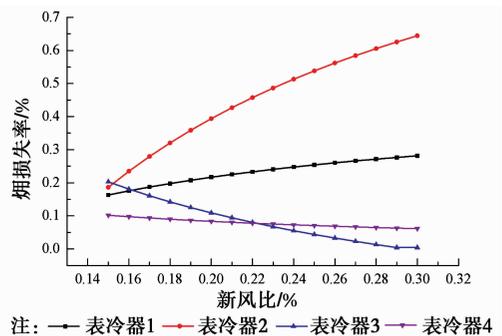


图 5 各设备熵损失率随新风比变化曲线
Fig. 5 Different exergy loss rate values of the surface air coolers under different fresh air ratio

如图 6 所示,当新风比变化时,系统熵损失随之呈正比变化,熵效率随之呈反比变化。这就意味着当新风比增大,系统熵损失增多,系统熵效率降低,而导致系统熵效率降低的关键部件是表冷器 2。因此,当新风比较大尤其 $m > 20\%$ 时,表冷器 2 是冰蓄

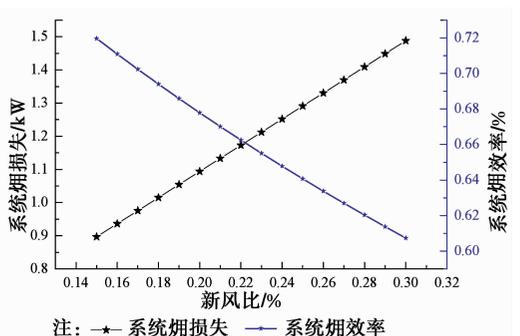
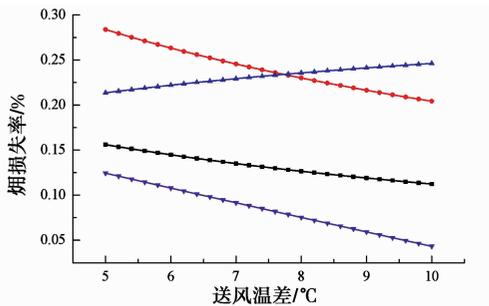


图 6 系统熵损失和熵效率随新风比变化曲线
Fig. 6 Different exergy loss values and exergy efficiency values of the system under different fresh air ratio

冷低温送风空调系统节能设计的薄弱环节,对系统进行性能优化应当主要针对表冷器2。

3.3 送风温差对系统焓参数的影响

如图7所示,当送风温差变化时,表冷器1、表冷器2和表冷器4焓损率均随之呈反比变化,表冷器3随之呈正比变化;当 $\Delta t > 8\text{ }^\circ\text{C}$ 时,表冷器3焓损率大于其他表冷器,这主要是因为送风温差的变化对表冷器3产生很大的影响。

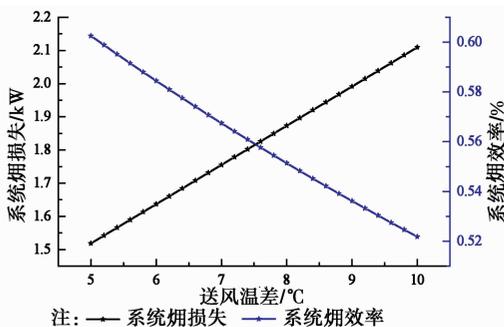


注: — 表冷器1 — 表冷器2 — 表冷器3 — 表冷器4

图7 各设备焓损失率随送风温差变化曲线

Fig. 7 Different exergy loss rate values of the surface coolers under different temperature difference between supply air and indoor air

如图8所示,当送风温差变化时,系统焓损失随之呈正比变化,焓效率随之呈反比变化。这就意味着当送风温差增大,系统焓损失增多,系统焓效率降低,而导致系统焓效率降低的关键部件是表冷器3。因此,当送风温差较大尤其 $\Delta t > 8\text{ }^\circ\text{C}$ 时,表冷器3是冰蓄冷低温送风空调系统节能设计的薄弱环节,对系统进行性能优化应当主要针对表冷器3。



注: — 系统焓损失 — 系统焓效率

图8 系统焓损失和焓效率随送风温差变化曲线

Fig. 8 Different exergy loss values and exergy efficiency values of the system under different temperature difference between supply air and indoor air

4 结论与展望

1)当热湿比、新风比、送风温差变化时,冰蓄冷低温送风空调系统焓损失随之呈正比变化,系统焓

效率随之呈反比变化。这就意味着当该系统应用于热湿比、新风比、送风温差都较小(即 $\epsilon < 26\ 000\ \text{kJ/kg}$ 且 $m < 20\%$ 且 $\Delta t < 8\text{ }^\circ\text{C}$)的实际工程时,该系统焓效率较高,系统节能性显著;当该系统应用于热湿比、新风比、送风温差偏大(即 $\epsilon > 26\ 000\ \text{kJ/kg}$ 或 $m > 20\%$ 或 $\Delta t > 8\text{ }^\circ\text{C}$)的实际工程时,该系统焓效率较低,应当针对相应焓损因素条件下的节能薄弱环节进行性能优化。

2)当热湿比变化时,处理二次混风的表冷器焓损率随之呈正比变化,其他表冷器焓损率随之呈反比变化。这意味着当热湿比偏大,尤其 $\epsilon > 26\ 000\ \text{kJ/kg}$ 时,处理二次混风的表冷器是导致系统焓效率较低的薄弱环节,此时,要使系统焓效率及节能性提高,应当针对该表冷器对冰蓄冷低温送风空调系统进行性能优化。

3)当新风比变化时,处理新风的二级表冷器焓损率随之呈正比变化,其中处理新风的二级表冷器焓损率变化显著,其他表冷器随之呈反比变化。这意味着当新风比偏大尤其 $m > 20\%$ 时,处理新风的二级表冷器是导致系统焓效率较低的薄弱环节,此时,要使系统焓效率及节能性提高,应当针对该表冷器对冰蓄冷低温送风空调系统进行性能优化。

4)当送风温差变化时,处理一次回风的表冷器焓损率随之呈正比变化,其他表冷器焓损率随之呈反比变化。这意味着当送风温差偏大尤其 $\Delta t > 8\text{ }^\circ\text{C}$ 时,处理一次回风的表冷器是导致系统焓效率较低的薄弱环节,此时,要使系统焓效率及节能性提高,应当针对该表冷器对冰蓄冷低温送风空调系统进行性能优化。

5)笔者的分析计算依据来源于冰蓄冷低温送风空调系统设计工况,对于非设计工况的系统性能优化具有指导意义,而非设计工况的对比研究有待开展。

参考文献:

- [1] 李蕾,魏兵. 低温变风量空调系统的能耗分析[J]. 低温与超导,2014(9): 64-68.
LI L, WEI B. Energy consumption analysis of cold air distribution VAV system [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2014(9): 64-68. (in Chinese)
- [2] LI X W, ZHANG X S, SHUO Q. Evaporative supercooling method for ice production [J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 37(1): 120-128.
- [3] 邹杰. 一种动态冰蓄冷设备:200720058204. 6 [P]. 2008-10-1.
ZOU J. A dynamic ice storage equipment;

- 200720058204.6 [P]. 2008-10-1. (in Chinese)
- [4] 邹杰. 一种蓄冷设备: 201310047656.4 [P]. 2013-05-09.
ZOU J. A dynamic ice storage equipment: 201310047656.4 [P]. 2013-05-09. (in Chinese)
- [5] ZHOU X L, LI N P. Research on Energy-saving of new type low-temperature air flow dehumidification system based on exergy analysis method [C]// Proceedings of ISHVAC-COBEE conference, Tianjin, July 12-15, 2015.
- [6] 李念平,孙剑,汤广发. 低温送风空调系统对室内空气环境的影响及技术经济初析[J]. 湖南大学学报(自然科学版),1999(S1):56-61.
LI N P, SUN J, TANG G F. Effects of cold air distribution on indoor air environment and analysis of its technology economic [J]. Journal of Hunan University(Natural Science Edition),1999(S1):56-61. (in Chinese)
- [7] 梁坤峰,王林,张林泉,等. 冰蓄冷辐射空调系统方案设计与能耗分析 [J]. 低温与超导,2014(2):85-91.
LIANG K F, WANG L, ZHANG L Q, et al. Design and energy consumption analysis of a new air-conditioning system [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2014(2): 85-91. (in Chinese)
- [8] 梁坤峰,任岷乐,贾雪迎,等. 冰蓄冷辐射空调系统运行优化与能耗分析[J]. 制冷技术,2014(6):68-74.
LIANG K F, REN X L, JIA X Y, et al. Operation optimization and energy consumption analysis of radiation air conditioning system with ice storage [J]. Refrigeration Technology, 2014 (2): 85-91. (in Chinese)
- [9] 殷平. 空调大温差研究(3):空调送风大温差经济分析 [J]. 暖通空调,2000(6):75-76.
YIN P. Resrarch of large temperature difference in air conditioning(3):An economical analysis [J]. Journal of HVAC,2000(6): 75-76. (in Chinese)
- [10] 王厉. 基于焓方法的暖通空调系统热力学分析研究 [D]. 长沙:湖南大学,2012.
WANG L. Thermodynamics analysis of HVAC systems based on exergy method [D]. Changsha: Hunan University, 2012. (in Chinese)
- [11] 颜志猛,连之伟,王文. 一次回风空调系统的焓分析[J]. 流体机械,2002(11):58-60.
YAN Z M, LIAN Z W, WANG W. Analysis on exergy of air conditioning system with primary return air [J]. Fluid Machinery, 2002 (11): 58-60. (in Chinese)
- [12] HURDOGAN E, BUYUKALACA O, HEPBASLI A. Exergetic modeling and experimental performance assessment of a novel desiccant cooling system [J]. Energy and Buildings, 2011,43(6): 1489-1498.
- [13] AHMADI P, DINCER I. Thermodynamic and exergoenvironmental analyses, and multi-objective optimization of a gas turbine power plant [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 32(14/15): 2529-2540.
- [14] BALTA M T, DINCER I, HEPBASLI A. Exergoeconomic analysis of a hybrid copper-chlorine cycle driven by geothermal energy for hydrogen production [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2011, 36(17): 11300-11308.
- [15] CHEN L G, FENG H J, SUN F R. Exergoeconomic performance optimization for a combined cooling, heating and power generation plant with an endoreversible closed Brayton cycle [J]. Mathematical and Computer Modeling, 2011, 54 (11/12): 2785-2801.
- [16] OZGENER L. A review on the experimental and analysis of earth to air heat exchange (EAHE) systems in Turkey [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011, 15(9): 4483-4490.
- [17] AHAMED J U, SAIDUR R, MASJUKI H H. A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011, 15(3): 1593-1600.
- [18] HEPBASLI A. A comparative investigation of various greenhouse heating options using exergy analysis methos [J]. Applied Energy, 2011, 88 (12): 4411-4423.
- [19] MOROSUK T, TSATSARONIS G. Comparative evaluation of LNG-based cogeneration systems using advanced exergetic analysis [J]. Energy, 2011, 36(6): 3771-3778.
- [20] 卓金武. MATLAB在数学建模中的应用[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2011.
ZHUO J W. The application of MATLAB in mathematical modeling [M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2011. (in Chinese)