

相变能与能源塔耦合热泵系统典型气温条件下的能耗分析

刘长清, 吴荣华, 于 灏, 杨玉娟
(青岛大学机电工程学院, 山东 青岛 266000)

摘要: 针对能源塔热泵系统低温工况下的性能下降问题, 提出了一种相变能与能源塔耦合的热泵系统, 模拟分析了该系统在几种典型气温下的 COP 及单日总能耗。结果表明: 对于青岛地区 400 kW 的供热项目, 当控制工况点为 2.63 °C 时, 能源塔热泵与相变能热泵的热负荷配比约为 6:5; 随着典型气温升高, 耦合系统较单一能源塔热泵系统的日最低 COP 依次可提高 0.81%, 1.88%, 3.19% 和 5.23%; 耦合系统在日最高、最低气温为 9.96 °C, -1.73 °C 和 3.68 °C, -4.89 °C 时, 其单日总能耗较能源塔热泵系统分别可减少 137.06 和 195.19 kW·h。

关键词: 相变能; 能源塔; 耦合系统; 能耗分析

中图分类号: TU831.6 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.08.019

[引用本文格式] 刘长清, 吴荣华, 于 灏, 等. 相变能与能源塔耦合热泵系统典型气温条件下的能耗分析[J]. 热能动力工程, 2023, 38(8): 151-158. LIU Chang-qing, WU Rong-hua, YU Hao, et al. Energy consumption analysis of heat pump system coupled with phase change energy and energy tower under typical temperature conditions[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(8): 151-158.

Energy Consumption Analysis of Heat Pump System coupled with Phase Change Energy and Energy Tower under Typical Temperature Conditions

LIU Chang-qing, WU Rong-hua, YU Hao, YANG Yu-juan

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao University, Qingdao, China, Post Code: 266000)

Abstract: Aiming at the problems of performance degradation of energy tower heat pump (ETHP) system under low temperature conditions, a heat pump system coupled with phase change energy and energy tower was proposed. The COP and total daily energy consumption of the system under several typical temperature conditions were simulated and analyzed. The result shows that for the 400 kW heating project in Qingdao, when the control operating point is 2.63 °C, the heat load ratio of energy tower heat pump and phase change energy heat pump (PCHP) is about 6:5. With the increase of typical temperature, the minimum daily COPs of the coupled system can be increased by 0.81, 1.88, 3.19 and 5.23% respectively compared with that of the single energy tower heat pump system. When the maximum and minimum daily temperatures of the coupled system are 9.96, -1.73 and 3.68, -4.89 °C, the total daily energy consumption of the coupled system can be reduced by 137.06 and 195.19 kW·h respectively compared with that of the energy tower heat pump system.

Key words: phase change energy, energy tower, coupled system, energy consumption analysis

收稿日期: 2022-04-25; 修订日期: 2022-05-26

基金项目: 青岛市民生科技计划项目“低品位能源供热供冷技术及应用示范”(19-6-1-79-NSH)

Fund-supported Project: Qingdao Minsheng Science and Technology Plan Project "Low Grade Energy Heating and Cooling Technology and Application Demonstration" (19-6-1-79-NSH)

作者简介: 刘长清(1997-), 男, 青岛大学硕士研究生。

通讯作者: 吴荣华(1976-), 男, 青岛大学教授。

引 言

通过热泵技术利用低位清洁能源为建筑物供热供冷,是节能减排的有效途径之一。其中,能源塔热泵 (HTHP)作为提取空气中热量进行供热的设备,以其热源不受限、防结霜、适用地域广等优势成为近年来的重点研究对象。

目前针对能源塔热泵的研究主要集中在其制热能力^[1-2]、循环溶液的再生^[3]和内部传热传质过程分析^[4-6]上。此外,张国辉等人^[7]提出了一种耦合低温多效蒸馏的 HTHP 系统,并分析了各参数对系统性能指标的影响,结果表明,该系统运行时的再生损失系数在 5% 左右,可较好地适应低温工况。冯荣等人^[8]研究了风机和循环泵频率对能源塔吸热量和性能的影响,结果表明,随风机频率增加,制热量最大值对应的循环泵频率由 35 Hz 变为 25 Hz。黄世芳等人^[9]对夏季工况运行的能源塔热泵系统进行了优化,发现通过控制塔侧空气流量和冷却水流量,可以有效改善能源塔夏季换热能力过剩的情况。梁彩华等人^[10]研究了布液不均对能源塔性能的影响,发现换热量与布液均匀分布系数程倒“U”关系,能源塔的传热传质性能与分布系数的大小有关,与方向无关。夏焱等人^[11]提出了一种具有预凝功能的新型开式能源塔,该设备较常规能源塔的溶液再生量增加了 64.3%,在溶液吸湿方面具有显著优势。

低温工况下能源塔热泵的性能大幅下降,导致其在北方寒冷地区难以推广应用。采用多源耦合^[12-14]的热泵系统是解决此问题的方法之一。冷水相变能热泵 (PCHP)解决了传统水源热泵应用受源侧水量和水温限制的问题^[15],其与能源塔的源侧循环工质均为冰点在 0℃ 以下的防冻液,二者具有很高的热耦合性,耦合后的系统调控得当可大幅提高系统性能并减少运行费用。

本文提出了一种相变能与能源塔耦合的热泵系统,建立了该系统的数学模型。以青岛市某供热项目为例,模拟分析了该系统在几种典型气温条件下的 COP 及单日总能耗,并将其单日总能耗与单一的能源塔热泵系统和相变能热泵进行了对比分析。

1 系统介绍

以青岛市某厂区供热项目为研究对象,该项目总供热面积约为 6 600 m²。根据供热设计规范及实地考察,该项目供暖季设计热负荷约为 400 kW (单位热负荷 60 W/m²)。

简化后的相变能耦合能源塔热泵系统如图 1 所示。

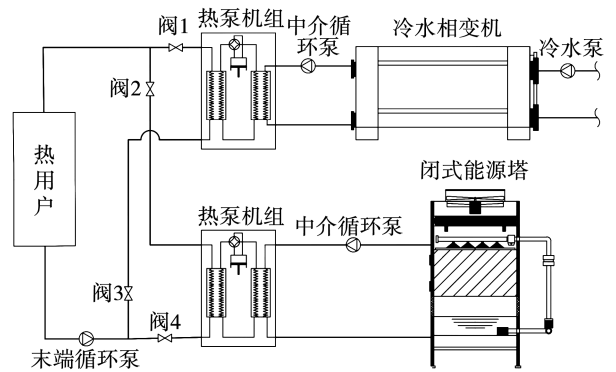


图 1 相变能耦合能源塔热泵系统

Fig. 1 Phase change energy coupled energy tower heat pump system

该系统根据环境温度的高低,存在两种运行模式:

(1) 能源塔热泵模式:当室外气温较高时,能源塔热泵效率较高且独立运行即可满足末端用热需求。此时,阀 1 及阀 3 关闭,阀 2 及阀 4 开启。在中介循环泵的作用下,管路中的防冻液进入能源塔吸收空气中热量后进入热泵机组,将热量传递给机组蒸发器内的冷媒。冷媒在蒸发器内吸热后,经热泵作用在冷凝器侧将热量传递给末端循环水,在末端循环泵作用下将热量传递给热用户,完成循环。

(2) 相变机-能源塔运行模式:当室外气温较低时,能源塔热泵效率降低,单独运行不能满足末端用热需求。因此启动相变机热泵机组进行辅助补热,阀 1~阀 4 均开启。对于冷水相变机侧,地表水在冷水循环泵的作用下进入相变机内结冰释热,相变机内换热管另一侧的防冻液吸收冷水的潜热和显热后,在中介循环泵的作用下,由相变机进入水源热泵放热。其余原理与能源塔热泵模式相同。

2 数学模型

2.1 冷水相变机数学模型

为了简化计算,对冷水相变机的传热过程做出假设:(1) 防冻液在换热管内的流动为定常流动;(2) 冷水在换热管外的流动为定常流动;(3) 相变机的传热系数只与防冻液侧流量和运行时间有关,且随时间呈特定的周期变化。

根据假设条件及热平衡方程,建立传热过程数学模型:

$$Q_z = c_{pz} \rho_z G_z (\theta_{2,out} - \theta_{2,in}) \quad (1)$$

$$Q_1 = Q_z = K_s A \Delta \theta_m \quad (2)$$

$$\Delta \theta_m = \frac{\Delta \theta_{\max} - \Delta \theta_{\min}}{\ln \frac{\theta_{\max}}{\theta_{\min}}} \quad (3)$$

$$\Delta \theta_{\max} = \theta_{1,in} - \theta_{2,out} \quad (4)$$

$$\Delta \theta_{\min} = \theta_{1,out} - \theta_{2,in} \quad (5)$$

式中: Q_z —防冻液换热量, W; c_{pz} —防冻液比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; ρ_z —防冻液的密度, kg/m^3 ; G_z —防冻液体积流量, m^3/s ; $\theta_{2,in}$ —防冻液进口温度, $^\circ\text{C}$; $\theta_{2,out}$ —防冻液出口温度, $^\circ\text{C}$; Q_1 —相变机换热量, W; K_s —相变机的传热系数, $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$; A —相变机传热面积, m^2 ; $\Delta \theta_m$ —相变机对数传热温差, $^\circ\text{C}$; $\theta_{1,in}$ —冷水进口温度, $^\circ\text{C}$; $\theta_{1,out}$ —冷水出口温度, $^\circ\text{C}$ 。

相变机取热的过程中,随着提取冷水潜热的不断进行,换热管外侧的冷水在管外壁结冰,冰层逐渐增厚,导致换热热阻不断增加,传热系数 K_s 不断降低。相变机每 65 min 进行一次融冰排冰,在其一个取热周期 65 min 内,采用文献[16]中的实验数据,对取热时间和防冻液流量采用多项式拟合,得到传热系数 K_s :

$$K_s = 0.43 - 0.37t + 0.005 G_z + 0.001 t^2 + 0.001t G_z - 3.03 \times 10^{-5} G_z^2 \quad (6)$$

式中: t —时间, s; G_z —防冻液侧体积流量, m^3/s 。

2.2 能源塔数学模型

闭式能源塔主要由换热管和喷淋装置组成。换热器管内的防冻液与管外的空气进行间接换热,当管外表面温度低于 0°C 时,喷淋防霜装置在管外表

面喷淋防冻液进行融霜与防霜,此时管内防冻液与管外喷淋的防冻液进行热交换。采用 ε -NTU 法建立能源塔取热过程的数学模型。能源塔内换热器的热容比 c_d 的计算式如下:

$$c_d = \frac{\rho_a G_a c_{pa}}{\rho_w G_w c_{pw}} \quad (7)$$

式中: ρ_a, ρ_w —空气和防冻液的密度, kg/m^3 ; G_a, G_w —空气和防冻液的体积流量, m^3/s ; c_{pa}, c_{pw} —空气和防冻液的比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

换热器的传热单元数 NTU_h 的计算式如下:

$$\text{NTU}_h = \frac{\eta_d \times \text{NTU}_o}{1 + \frac{\eta_d \times \text{NTU}_o}{c_d \times \text{NTU}_i}} \quad (8)$$

其中:

$$\text{NTU}_i = \frac{A_i}{\rho_w G_w \left(\frac{1}{h_i} + r_w \right)} \quad (9)$$

$$\text{NTU}_o = \frac{A_o h_o}{\rho_a G_a c_{pa}} \quad (10)$$

式中: η_d —换热管翅片效率; $\text{NTU}_i, \text{NTU}_o$ —换热管内部和外部的传热单元数; A_i —管内表面总面积, m^2 ; h_i —管内表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; r_w —管内壁热阻, $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$; A_o —管外表面总面积, m^2 ; h_o —管外表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

采用 Braun^[17]所推荐的公式计算换热器的换热效率 ξ_d :

$$\xi_d = \frac{1 - \exp[-\text{NTU}_h(1 - c_d)]}{1 - c_d \times \exp[-\text{NTU}_h(1 - c_d)]} \quad (11)$$

空气出口温度 θ_{ao} :

$$\theta_{ao} = \theta_{ai} - \xi_d \times (\theta_{ai} - \theta_{wi}) \quad (12)$$

防冻液出口温度 θ_{wo} :

$$\theta_{wo} = \theta_{wi} + c_d \times (\theta_{ai} - \theta_{ao}) \quad (13)$$

式中: θ_{ai} —空气进口温度, $^\circ\text{C}$; θ_{wi} —防冻液进口温度, $^\circ\text{C}$ 。

则防冻液的吸热量 Q_w :

$$Q_w = \rho_w G_w c_{pw} (\theta_{wo} - \theta_{wi}) \quad (14)$$

3 模型验证

利用冷水相变能热泵实验台验证数学模型的准

确性。冷水相变能热泵实验台系统实物如图 2 所示,主要由水源热泵机组、融冰换热器、冷水相变机及水泵输送系统组成。



(a) 水源热泵机组



(b) 融冰换热器



(c) 冷水相变机



(d) 水泵输送系统

图 2 相变能热泵系统实验台

Fig.2 PCHP experiment rig

表 1 列出了该实验台设备的主要参数。相变机与水源热泵间的循环防冻溶液为 30% 的丙三醇溶液。

表 1 相变能热泵系统实验设备参数

Tab.1 Parameters of experimental equipment of PCHP system

设备	数量/台	相关参数
水源热泵机组	1	额定制热量 326 kW;额定制热功率 87 kW;源侧额定流量 68 m ³ /h;末端额定流量 83 m ³ /h;源侧额定进出水温 -1 ℃/-4 ℃;末端额定进出水温:45 ℃/50 ℃
冷水相变机	1	换热量 300 kW;一次侧额定进出水温度 2 ℃/0 ℃;二次侧额定进出水温度 -5 ℃/-1 ℃
末端循环泵	2	额定功率 11 kW;流量 83 m ³ /h;扬程 35 m
中介循环泵	2	额定功率 7.5 kW;流量 107 m ³ /h;扬程 12 m
冷水循环泵	2	额定功率 4 kW;流量 96 m ³ /h;扬程 10 m

采用性能系数(COP)对相变能热泵系统进行模型验证:

$$\text{COP} = \frac{Q_c}{E_h} \tag{15}$$

其中:

$$Q_c = c_2 m_3 (\theta_5 - \theta_6) \tag{16}$$

式中: Q_c —水源热泵的制热量,kW; E_h —冷水相变能热泵系统能耗,kW; c_2 —水的比热容,kJ/kg·K; m_3 —末端循环水的质量流量,kg/s; θ_5 —负荷末端进水温度,℃; θ_6 —负荷末端出水温度,℃。

表 2 列出了所有测量仪器的相关参数及测点位置,所有数据由 PLC 数据采集仪自动采集,每隔 5 min自动采集一次。

从 2022 年 1 月 3 日至 12 日每日进行 160 min 实验,每日共 2 个取热循环,每个循环 80 min。其中,取热循环 65 min,融冰循环 15 min。对测得的实验数据进行整理和计算,得到每日冷水相变能热泵机组的平均 COP。对建立的数学模型输入相同参数,将输出数据与实验数据进行对比,结果如图 3 所示。

表 2 测量仪器相关参数及测点位置

Tab.2 Relative parameters of measuring instrument and measuring point location

仪器类型	型号	精度	测点位置	数量
数显温度计	SANE—DTM—402	测量精度: $\pm 0.2\%$	中介水进水管	4
		显示精度: $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$	冷水进水管	4
超声波流量计	Meacon—MIK—2000H	测量精度: $\pm 2\%$	中介水进水管	1
		测量精度: $\pm 2\%$	末端供水管	1
超声波热量表	Meacon—LDGR—MIK—125	准确等级 2 级	末端供水管	2
电表	Tepsung—DTSD986	2s 级电表	热泵机组电路	1

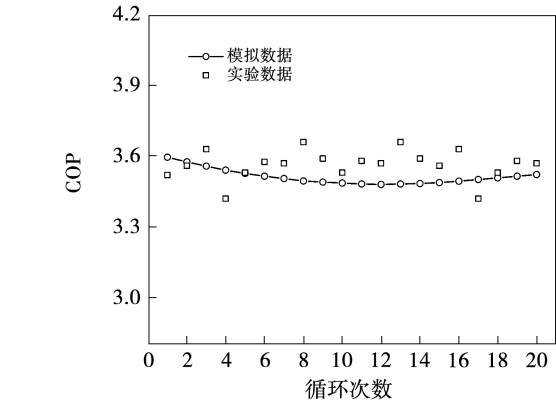


图 3 模拟结果与实验结果对比

Fig.3 Comparison of simulation results and experimental results

分析可知,模拟结果与实验结果的最大偏差为 4.86%,最小偏差为 0.45%,平均偏差为 2.26%。该模型误差满足精度要求,可较好地模拟系统运行过程。

4 模拟结果与分析

在整个采暖季选取了 4 个典型工况日,对该系统进行模拟分析。表 3 列出了各典型工况的单日最高气温与最低气温。

表 3 各典型气温工况下日最高与最低气温

Tab.3 Daily maximum and minimum temperatures under typical temperature conditions

典型工况	最高气温/ $^{\circ}\text{C}$	最低气温/ $^{\circ}\text{C}$
1	14.01	2.26
2	12.10	1.40
3	9.96	-1.73
4	3.68	-4.89

4.1 热源配比及工况分析

对同容量的相变能热泵系统与能源塔热泵系统分别进行了模拟,得到二者在不同工况下的系统 COP,结果如图 4 所示。

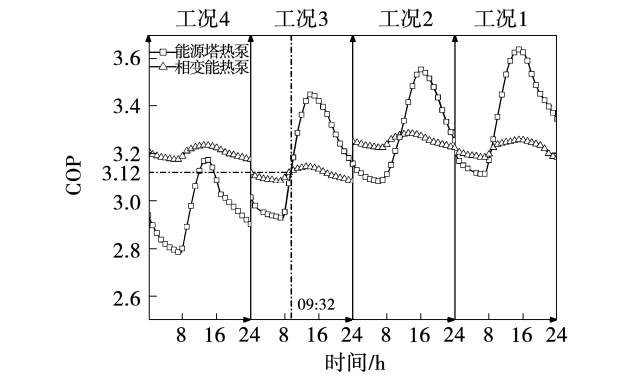


图 4 相变能和能源塔热泵系统 COP

Fig.4 The COPs of PCHP and ETHP

由图 4 可知,能源塔热泵系统的单日 COP 波动较大。其中,工况 1 的单日 COP 波动幅度最大,最高与最低差可达 0.52。相变能热泵系统的单日 COP 较稳定,4 个工况的平均最高与最低差仅为 0.06。因为热泵系统的性能受热源温度影响巨大,室外气温的大幅变化导致能源塔热泵的性能随之变化,而地表水温的变化幅度很小,因此相变能热泵的性能较能源塔热泵稳定。此外,在工况 4 的条件下,能源塔热泵系统的 COP 最高为 3.17,最低为 2.79;相变能热泵系统的 COP 最低为 3.18,最高为 3.24。该工况下相变能热泵系统的 COP 全天均高于能源塔热泵系统。在工况 3 的条件下,二者在 9:32 时 COP 相同,均为 3.12,此时室外温度为 2.63 $^{\circ}\text{C}$ 。在工况 2 的条件下,二者在在室外气温为 5.47 $^{\circ}\text{C}$ 时

COP 相同,均为 3.28。在工况 1 的条件下,二者在室外气温为 4.35 ℃时 COP 相同,均为 3.21。

本系统将能源塔作为主要热源,相变能作为辅助热源。对于整个供暖季,当室外气温高于某一点时,主要采用能源塔热泵供热,当室外气温低于该点时,相变能热泵的效率高于能源塔热泵,此时启动相变能热泵进行辅助补热。现将该点定义为控制工况点。由图 4 分析可知,当室外气温低于工况 3 条件下两曲线的交点时,相变能热泵的 COP 均高于能源塔热泵。因此将工况 3 条件下两曲线的交点对应的室外气温,即 2.63 ℃作为控制工况点。

以青岛市某公司厂区供热项目为对象,模拟了该项目在工况 3 条件下的逐时热负荷,结果如图 5 所示。

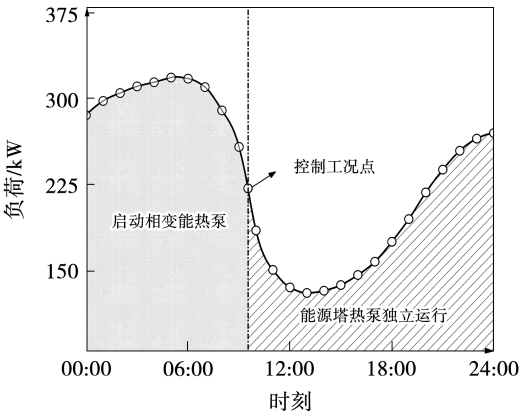


图 5 工况 3 下的建筑逐时负荷

Fig.5 Hourly building load under condition 3

由图 5 可知,该项目在工况 3 的条件下单日内建筑最大热负荷为 318.34 kW,当室外气温为控制工况点 2.63 ℃时,热负荷为 222.12 kW,此时采用能源塔热泵单独供热,则能源塔热泵承担的最大热负荷为 222.12 kW。相变能热泵承担的最大热负荷为该项目的最大热负荷 400 kW 与能源塔热泵承担的最大热负荷之差,即 177.88 kW。考虑到 5% 的裕量系数,同时保证热泵机组可满足变工况、超低温等复杂工况运行,在控制工况点为 2.63 ℃时,得到耦合系统的主要设备参数如表 4 所示。则可知在该控制工况下,相变能耦合能源塔热泵系统中,能源塔与相变能的热负荷配比约为 6:5。

表 4 系统中主要设备参数

Tab.4 Main equipment parameters in system

设备	相关参数
能源塔热泵机组	额定制热量 230 kW; 额定制热功率 58 kW
相变能热泵机组	额定制热量 190 kW; 额定制热功率 44 kW
闭式能源塔	换热量 180 kW; 一次额定进出口空气温度 4 ℃/ -1 ℃; 二次额定进出水温度 -7 ℃/ -2 ℃
冷水相变机	换热量 150 kW; 一次侧额定进出水温度 2 ℃/ 0 ℃; 二次侧额定进出水温度 -5 ℃/ -1 ℃

为了分析耦合系统在不同工况下的性能,模拟了在控制工况点为 2.63 ℃时该系统在 4 个典型工况日下的逐时 COP,结果如图 6 所示。

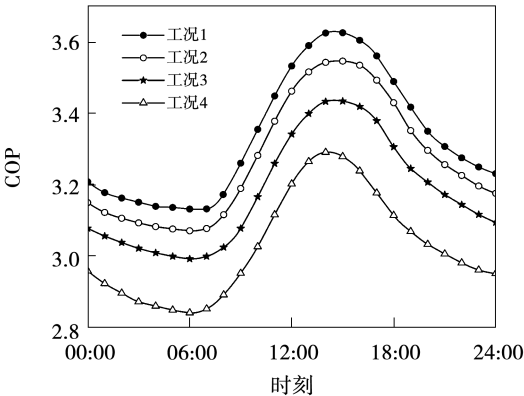


图 6 不同工况下耦合系统的 COP

Fig.6 The COPs of coupled system under different working conditions

由图 6 可知,在各工况系统 COP 均呈现先降低后增加再降低的趋势。在每日 6 时左右达到最低值,此时室外气温最低;在每日 14 时左右达到最高值,此时室外气温最高。在工况 1 时,系统 COP 最高为 3.62,最低为 3.13;工况 2 时,系统 COP 最高为 3.55,最低为 3.07;工况 3 时,系统最高 COP 为 3.43,最低为 2.99;工况 4 时,系统最高 COP 为 3.29,最低为 2.84。从控制工况点 2.63 ℃至当日气温最低点,从工况 1 至 4,该系统的 COP 最大降幅依

次为 0.32% ,2. 23% ,4. 78% 和 9. 55%。对于能源塔热泵系统,在相同工况下,其 COP 最大降幅依次为 1. 13% ,4. 11% ,7. 97% 和 14. 78%。可见相变能耦合能源塔热泵系统较能源塔热泵系统可有效改善低温工况下的系统性能,且运行工况的温度越低,耦合后的系统较原能源塔热泵系统性能提高幅度越大。

4.2 系统能耗分析

为了分析该耦合系统的最佳运行工况范围,在控制工况点为 2.63℃ 时,模拟计算了该系统在不同工况日下的逐时总能耗,如图 7 所示。

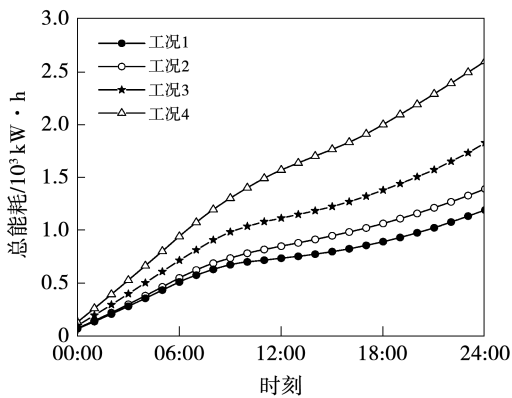


图 7 不同工况下的日总能耗

Fig. 7 Total daily energy consumption under different working conditions

由图 7 可知,在各工况下,该系统的日总能耗增长均呈现先快速增加后增速降低的趋势。从工况 1 至工况 4,该系统的日总能耗依次为 1 188. 83,1 387. 82, 1 824. 48 和 2 595. 60 kW·h。随着工况温度降低,系统的日总能耗及增长幅度增大。因为随着工况温度降低,系统平均 COP 下降,末端建筑负荷逐渐升高导致日总能耗增长幅度增大。工况 3 至工况 4 的日总能耗增长幅度最大,为 29. 71%。工况 1 ~2 的日总能耗增长幅度最小,为 16. 74%。

在不同工况条件下,分别对同容量的单一相变能热泵系统、能源塔热泵系统及二者耦合的系统进行了模拟,并将系统单日总能耗进行了对比,结果如图 8 所示。

由图 8 分析可知,对于工况 1,相变能热泵系统的单日总能耗最高,为 1 308. 53 kW·h,耦合系统与

能源塔热泵系统的单日总能耗分别为 1 113. 83 和 1 129. 15 kW·h。对于工况 2,相变能热泵系统的单日总能耗最高,为 1 746. 57 kW·h,耦合系统的单日总能耗最低,为 1 387. 82 kW·h。对于工况 3,相变能热泵系统的单日总能耗最高,为 2 167. 01 kW·h,耦合系统的单日总能耗最低,为 1 824. 48 kW·h。综合工况 1 ~3,采用耦合系统较能源塔热泵系统的单日总能耗依次可降低 1. 36% ,8. 99% 和 9. 66%。则在运行工况为 2 和 3 时,采用耦合系统的单日总能耗较相变能热泵或能源塔热泵降幅较大,耦合系统的节能效果更显著,其中工况 3 的节能效果最显著。对于工况 4,能源塔热泵系统的单日总能耗最高,为 2 853. 74 kW·h,相变能热泵系统的单日总能耗最低,为 2 481. 15 kW·h,此工况下采用相变能热泵系统较耦合系统的单日总能耗可减少 114. 44 kW·h。

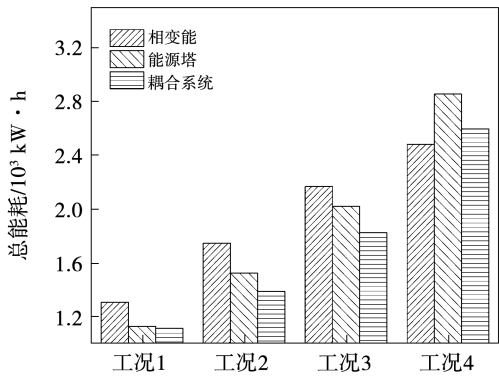


图 8 单日总能耗对比

Fig. 8 Comparison of total daily energy consumptions

综上,对于工况 1,耦合系统较能源塔热泵系统节能效果不明显,单日总能耗仅减少 15. 32 kW·h。对于工况 2 和 3,耦合系统节能效果显著,其单日系统总能耗较能源塔热泵系统分别可减少 137. 06 和 195. 19 kWh,对于工况 4,相变能热泵系统的节能效果显著,其单日系统总能耗较耦合系统可减少 164. 44 kW·h。

5 结 论

以青岛市某厂区 400 kW 供热项目为研究对象,对相变能耦合能源塔系统在 4 种典型工况下的

系统性能及能耗进行了模拟分析,得到的结论如下:

(1) 在工况 3 的条件下,同容量的相变能热泵系统和能源塔热泵系统在室外气温为 2.63℃ 时二者 COP 相同,均为 3.12。将 2.63℃ 作为控制工况点的耦合系统中相变能热泵与能源塔热泵的热负荷配比约为 6:5。

(2) 相变能耦合能源塔热泵系统可改善控制工况点以下单一能源塔热泵系统的系统性能,工况 1 至工况 4,单日最低 COP 依次可提高 0.81%, 1.88%, 3.19% 和 5.23%。

(3) 相变能耦合能源塔热泵系统的最佳运行工况为工况 2 和工况 3,该工况下其较能源塔热泵系统的单日总能耗分别可减少 137.06 和 195.19 kW·h。工况 1 时,其单日总能耗较能源塔热泵系统增加 59.681 kW·h,工况 4 时,较相变能热泵系统增加 164.44 kW·h。

参考文献:

- [1] 黄与飞,葛风华,胡自成,等. 低温工况热源塔热泵系统应用试验分析[J]. 太阳能学报,2021,42(2):260-266.
HUANG Yu-fei, GE Feng-hua, HU Zi-cheng, et al. Experimental analysis on application of heat source tower heat pump system under low temperature condition [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2021, 42(2):260-266.
- [2] 李腾波,李念平,张楠. 冬季喷淋工况下闭式热源塔换热性能实验[J]. 暖通空调,2018,48(8):49-55.
LI Teng-bo, LI Nian-ping, ZHANG Nan. Experiments on heat transfer performance of closed heat tower under winter spray conditions [J]. Heating Ventilating and Air Conditioning, 2018, 48(8):49-55.
- [3] 文先太,于娇,曹先齐,等. 新型热源塔溶液再生系统非稳态特性分析与实验研究[J]. 化工学报,2019,70(1):83-90.
WEN Xian-tai, YU Jiao, CAO Xian-qi, et al. Experimental study of a novel solution regeneration system for heat-source tower under unsteady state [J]. CIESC Journal, 2019, 70(1):83-90.
- [4] 甄钰涵,张欢,李勇刚,等. 开式横流热源塔传热传质特性分析[J]. 太阳能学报,2019,40(12):3493-3500.
ZHEN Yu-han, ZHANG Huan, LI Yong-gang, et al. Analysis of heat and mass transfer in open cross-flow heat-source-tower [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2019, 40(12):3493-3500.
- [5] 贾纪康,李念平,彭晋卿,等. 基于 ε -NTU 法的横流热源塔热质交换模型[J]. 制冷学报,2019,40(4):66-73.

- JIA Ji-kang, LI Nian-ping, PENG Jin-qing, et al. Heat and mass transfer model of a cross-flow heat-source tower based on the ε -NTU method [J]. Journal of Refrigeration, 2019, 40(4):66-73.
- [6] 贾宇豪,李念平,崔海蛟,等. 冬季无霜工况下闭式热源塔的动态换热特性[J]. 土木与环境工程学报,2019,41(3):162-169.
JIA Yu-hao, LI Nian-ping, CUI Hai-jiao, et al. Dynamic heat transfer performance of closed-type heat source tower under non-frost conditions in winter [J]. Journal of Civil and Environmental Engineering, 2019, 41(3):162-169.
 - [7] 张国辉,王厉,崔海蛟,等. 基于低温多效蒸馏再生的热源塔热泵系统构建及其热力性能分析[J]. 浙江理工大学学报(自然科学版),2021,45(4):565-574.
ZHANG Guo-hui, WANG Li, CUI Hai-jiao, et al. Construction and thermal performance analysis of heat-source tower heat pump system based on low-temperature multi-effect distillation and regeneration [J]. Journal of Zhejiang Sci-Tech University (Natural Science Edition), 2021, 45(4):565-574.
 - [8] 冯荣,刘晔,孟欣. 闭式热源塔运行参数对热泵系统性能的影响[J]. 过程工程学报,2021,21(5):601-608.
FENG Rong, LIU Ye, MENG Xin. Impacts of operating parameters of closed-type heating tower on the performance of heat pump system [J]. The Chinese Journal of Process Engineering, 2021, 21(5):601-608.
 - [9] 黄世芳,谢凌云,邴一伟,等. 热源塔热泵系统夏季工况优化运行实验研究[J]. 工程热物理学报,2020,41(3):621-627.
HUANG Shi-fang, XIE Ling-yun, BING Yi-wei, et al. Experimental study on optimal operation of heating tower heat pump in summer condition [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2020, 41(3):621-627.
 - [10] 梁彩华,陈睿,邹俊杰,等. 布液不均对横流热源塔传热传质性能的影响[J]. 制冷学报,2018,39(5):98-104.
LIANG Cai-hua, CHEN Rui, ZOU Jun-jie, et al. Effect of non-uniform liquid distribution on heat and mass transfer performance in a cross-flow heating tower [J]. Journal of Refrigeration, 2018, 39(5):98-104.
 - [11] 夏蕊,孙立鏢,梁彩华,等. 具有预凝功能的新型热源塔的构建及模拟[J]. 东南大学学报(自然科学版),2015,45(6):1108-1113.
XIA Yi, SUN Li-biao, LIANG Cai-hua, et al. Construction and simulation of new-type heat source tower with pre-condensation function [J]. Journal of Southeast University (Natural Science Edition), 2015, 45(6):1108-1113.