

冷水相变能热泵系统的性能系数与经济性分析

杨玉娟¹, 吴荣华¹, 岳远博²

(1. 青岛大学 机电工程学院, 山东 青岛 266000; 2. 青岛科创蓝新能源股份有限公司, 山东 青岛 266000)

摘要:冷水相变能热泵系统是一种清洁能源供热供冷系统, 性能系数和经济性是冷水相变能热泵系统的主要问题。根据冷水相变能热泵系统的运行原理, 采用控制变量法实验分析了冰层厚度、冷水流量以及蒸发冷凝温度对系统能效比的影响, 提出了一种冷水相变能热泵系统的运行调控方案并计算其经济性。研究表明: 结冰厚度为8 mm时, 系统有效能效比最大; 系统制热量为744 kW时, 相变机结冰期冷水流量应控制在70 t/h, 排冰期冷水流量应控制在80 t/h; 根据不同时间段的冷热负荷进行系统运行调控, 与传统运行方式相比, 冬季运行成本降低了4.72%, 夏季运行成本降低了29.96%, 系统能效比提高了5.6%; 系统投资回报率为15.27%, 投资回收期为7.67年, 具有良好的经济性与节能性。

关键词:冷水相变能; 热泵系统; 冷水相变机; 冰层厚度; 冷水流量

中图分类号:TU831. 6 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2023.03.020

[引用本文格式] 杨玉娟, 吴荣华, 岳远博. 冷水相变能热泵系统的性能系数与经济性分析[J]. 热能动力工程, 2023, 38(3):150-157. YANG Yu-juan, WU Rong-hua, YUE Yuan-bo. Performance coefficient and economic analysis of cold-water phase change energy heat pump system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(3):150-157.

Performance Coefficient and Economic Analysis of Cold-water Phase Change Energy Heat Pump System

YANG Yu-juan¹, WU Rong-hua¹, YUE Yuan-bo²

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao University, Qingdao, China, Post Code: 266000;

2. Qingdao Kechuang Blue New Energy Co., Ltd., Qingdao, China, Post Code: 266000)

Abstract: Cold-water phase change energy heat pump system is a clean energy heating and cooling system, and coefficient of performance and economy are the main problems of cold-water phase change energy heat pump systems. According to the operation principle of the cold-water phase change energy heat pump system, the influence of ice thickness, cold-water flow rate and evaporation condensation temperature on the energy efficiency ratio (EER) of the system is analyzed by the control variable method. The operation and regulation scheme of the cold-water phase change energy heat pump system is proposed, and its economy is calculated. The results show that the effective EER of the system is maximum when the ice thickness is 8 mm. When the system heat production is 744 kW, the cold-water flow rate of phase change machine should be controlled at 70 t/h in the freezing period and 80 t/h in the deicing period. According to the cooling and heating loads in different time periods, the system operation and regulation are carried out, the operation cost is reduced by 4.72% in winter and 29.96% in summer, and the system energy efficiency ratio is increased by 5.6% compared to traditional ways of running. The return rate of systematic investment is 15.27%, and the payback period is 7.67 years, showing good economy and energy saving.

Key words: cold-water phase change energy, heat pump system, cold-water phase change machine, ice thickness, cold-water flow

引言

采用热泵技术从水源中提取低品位冷热量为建筑物供热供冷,具有巨大的节能、环保以及经济价值,是节能减排的重要途径之一。传统的水源热泵系统因水源、水量、水距及水温等问题的限制,目前只能实现小范围、分散式的供暖投产。而冷水相变能热泵系统通过提取冷水中的相变潜热为建筑物供热,其水源用量较常规水源热泵的用量显著减少,与常规水源热泵相比,冷水相变能热泵系统的用水量仅为1/16。另外,冷水相变能热泵系统是利用冷水的相变潜热,在极寒天气下水温接近0℃时,冷水相变能热泵系统仍可正常运行^[1-4]。冷水相变能热泵系统的研发与利用使水资源匮乏的地区应用水源热泵系统供暖供冷成为可能,即使是冰层之下的水体也可满足冷水相变能热泵系统运行需要。因此,大力开发冷水相变能热泵系统一方面可以解决水源温度过低的问题,系统采用“温高提显热,温低提潜热”的取热模式,降低了水源热泵对水源温度的依赖性;另一方面,通过对水中相变潜热的提取,突破了水源热泵系统的地域限制,大幅度提高了市场利用价值^[5-6]。目前,武潇等人^[4]实验分析了冷水相变能热泵系统的能源利用率,研究了冷水相变能热泵系统的可行性;钱剑峰等人^[5]建立了物理数学模

型,模拟研究了提取水中相变潜热的系统运行模式;刘志斌等人^[7]研究了提高冷水相变能热泵系统换热器传热性能的方法和途径;岳远博等人^[8]研究了冷水相变能热泵系统的能耗特性。但是关于冷水相变能热泵系统的性能系数及运行调控方式研究较少。

本文采用控制变量法,从结冰厚度、冷水流量以及蒸发冷凝温度3方面,实验研究影响系统性能的因素,确定最佳经济运行工况。根据不同时间段的供冷供热负荷提出运行调控方式,并计算初投资、运行费用以及投资回收期等相关运行费用,为冷水相变能热泵系统的应用和推广提供参考。

1 冷水相变能热泵系统

1.1 系统运行原理

冷水相变机结冰取热时,通过热泵机组将热量传递给室内。当冷水相变机结冰厚度达到设定限度时,关闭中介泵、中介阀和末端阀,打开融冰阀1、融冰阀2和融冰泵,将末端高温水的热量通过融冰换热器传递给中介冷媒水,中介冷媒水再经过冷水相变机进行热融冰,热融冰结束后,冷水相变机中融冰机械装置启动。除冰排冰结束后,冷水相变能热泵系统进入下一个制热周期^[7-8]。系统运行原理如图1所示。

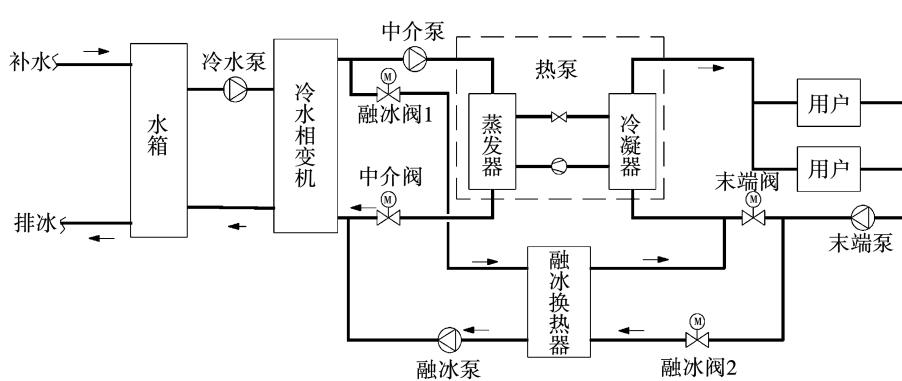


图1 系统运行原理

Fig. 1 Operating principle of system

1.2 冷水相变机工作原理

冷水相变机由方形换热器、容积式水箱以及除冰机械装置组成。冷水相变机有结冰和除冰两种运

行状态,结冰包括静态结冰和动态结冰,除冰包括间歇式热熔冰和机械除冰。由于受到粘性作用的影响,生成的冰会附着在冷水相变机换热器壁面上,须

先进行间歇式热融冰，再进行机械除冰。相变机工作原理如图 2 所示。

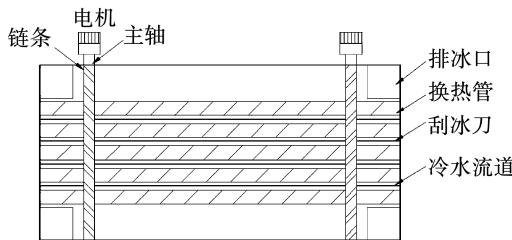


图 2 相变机工作原理图

Fig. 2 Schematic diagram of phase change heat exchanger

1.3 数学模型

$$\text{COP} = \frac{Q_c + W_1}{W_1} \quad (1)$$

式中：COP—系统能效比； Q_c —冷水相变机的相变潜热换热量，kW； W_1 —冷水相变能热泵系统总耗电量，kW。

$$\text{COP}' = \frac{Q_b}{W_1} \quad (2)$$

式中：COP'—系统有效能效比； Q_b —系统末端供热量，kW。

2 系统性能实验及分析

2.1 冰层厚度对系统有效能效比的影响

冷水相变机结冰厚度过薄，融冰时启动融冰泵，冰在相变机壁面即可融化，无需启动电机带动绞龙将冰层打碎，因此耗电量减少影响系统能耗，且清冰周期过短，难以实现机械除冰；结冰厚度过厚，清冰周期过长，不能有效提取相变潜热。在未达到极限厚度时，结冰厚度越厚，提取的相变潜热越多，融冰耗热量越多，系统耗电量也相应增加。

实验中采用 2 台换热面积均为 335 m^2 的冷水相变机。在冷水流量为 70 t/h ，热泵机组蒸发温度为 -7°C 以及冷凝温度为 55°C 的前提下，分别设定相变机结冰厚度为 6, 7, 8 及 9 mm。分析冷水相变能热泵系统用于供暖时，不同的结冰厚度对系统有效能效比的影响。实验时中介防冻液选用质量浓度为 30% 的丙三醇溶液。经实验数据分析及计算，末端供热量、系统总能耗及系统有效能效比如图 3~图 5 所示。1 个典型的换热循环周期内，系统制热量、末

端供热量以及融冰耗热量随结冰厚度的变化如图 6 所示。

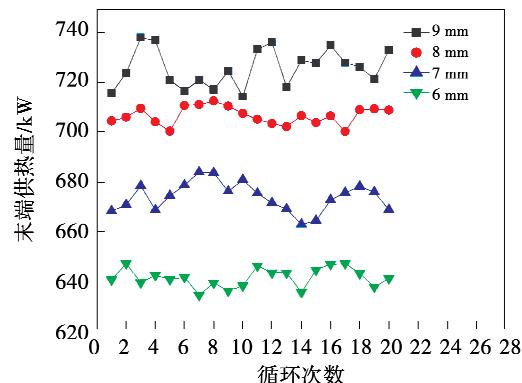


图 3 结冰厚度对末端供热量的影响

Fig. 3 Effect of icing thickness on terminal heating capacity

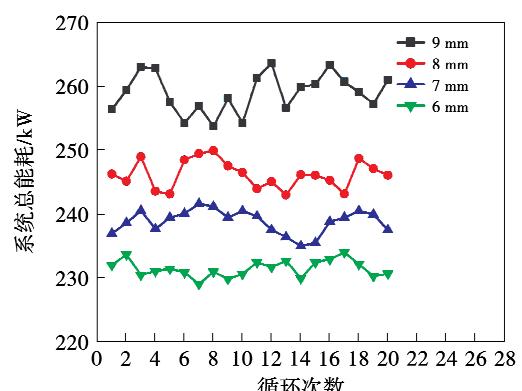


图 4 结冰厚度对系统总能耗的影响

Fig. 4 Effect of icing thickness on total system energy consumption

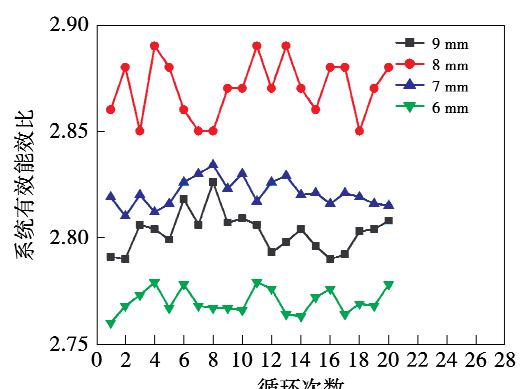


图 5 结冰厚度对系统有效能效比的影响

Fig. 5 Effect of icing thickness on effective energy efficiency ratio of system

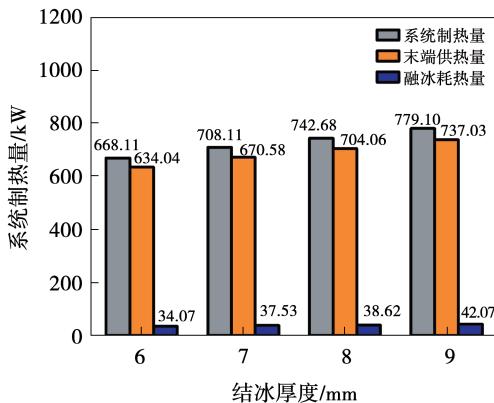


图6 结冰厚度对系统制热量、末端供热量及融冰耗热量的影响

Fig. 6 Effect of icing thickness on system heat production, terminal heating capacity and ice melting heat consumption

在冰层未达到极限厚度时,随着结冰厚度的不断增加,系统制热量、末端供热量、融冰耗热量与系统总耗电量均增加,但系统有效能效比呈先增后减的趋势,且8 mm结冰厚度所对应的系统有效能效比最大。自相变发生初期,结冰厚度的增加有利于相变潜热的提取。当结冰厚度超过8 mm时,冰层热阻开始恶化换热效果,系统总能耗的增加幅度大于末端供热量的增加幅度。因此,冷水相变能热泵系统在实际运行时应把结冰厚度设定在8 mm以下。

2.2 冷水流量对系统能效比的影响

0 °C的水经过水泵输送至相变机中被提取潜热时,冷水流量越大,所耗泵功增加,水流对换热壁面冰层的冲击速率加快,影响系统的换热性能,间接影响系统能效比。在冷水相变机结冰厚度为8 mm、热泵机组蒸发温度为-7 °C及冷凝温度为55 °C的前提下冷水流量分别设定为0(静态结冰),60,70,80和90 t/h时,冷水流量对相变取热量及冷水泵耗电量的影响如图7和图8所示。在设定相同的结冰厚度时,水流量越大系统所获得的相变潜热量越多,同时冰层达到设定厚度的时间越长,水泵耗电量增加。水流量越小冰层质地疏松,相变机排冰时堵冰的几率增加^[9]。

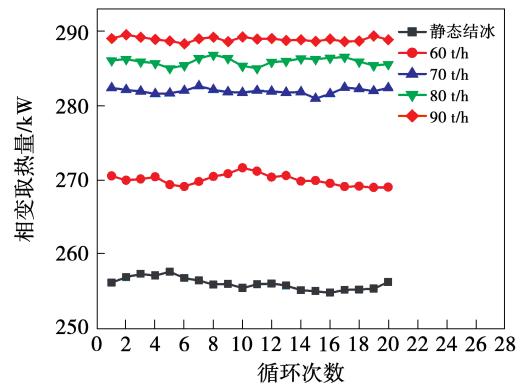


图7 冷水流量对相变取热量的影响

Fig. 7 Effect of cold water flow rate on phase change heat extraction

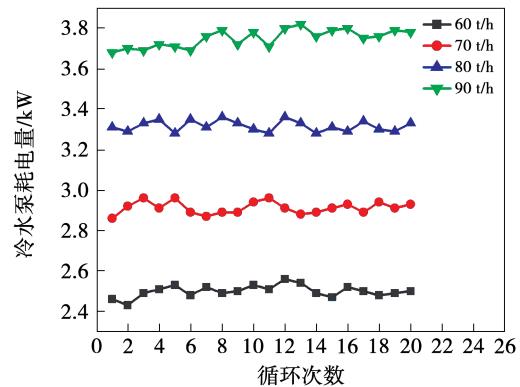


图8 冷水流量对冷水泵耗电量的影响

Fig. 8 Effect of cold water flow rate on cold water pump power consumption

经计算,在系统制热量744 kW时,静态结冰系统能效比COP约为2.82,冷水流量为60,70,80和90 t/h所对应的系统能效比分别为2.79,2.86,2.84及2.83。当冷水流量超过70 t/h时,冷水泵的耗速率大于相变换热量的增加速率,70 t/h的冷水流量所对应的系统能效比最大,因此相变机结冰时冷水流量应控制在70 t/h左右。在相变机的排冰期,冷水流量为0,60和70 t/h时系统堵冰严重,因此排冰期冷水流量应控制在80 t/h。

2.3 蒸发冷凝温度对热泵机组能效比的影响

热泵机组能效比主要取决于不同的蒸发温度与冷凝温度配比。根据厂家相关参数,KCLBR-XB-1000SJ型号的热泵机组工质为R22,过热度取2 °C,过冷度取5 °C。在冷水相变机结冰厚度为8 mm、冷水流量为70 t/h的前提下,取蒸发温度分别为-9,

-8, -7, -6 及 -5 ℃, 冷凝温度分别为 55, 56, 57, 58 及 59 ℃, 实验得到机组单位制热量、机组耗电量与机组制热能效比随蒸发冷凝温度的变化如图 9 ~ 图 11 所示。

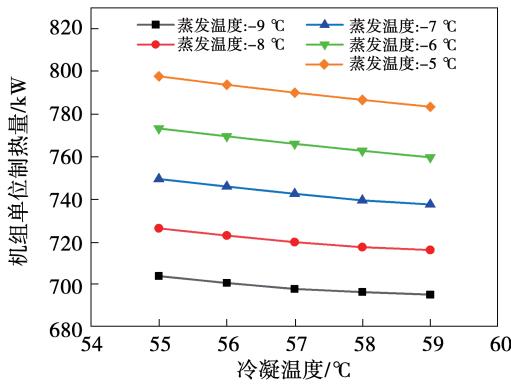


图 9 蒸发冷凝温度对机组单位制热量的影响

Fig. 9 Effect of evaporation and condensation temperatures on unit heat production

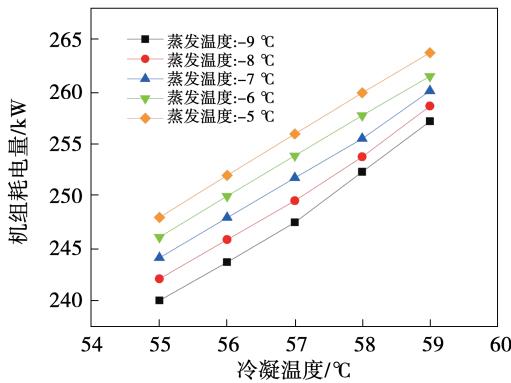


图 10 蒸发冷凝温度对机组耗电量的影响

Fig. 10 Effect of evaporation and condensation temperatures on unit power consumption

在合理的蒸发冷凝温度范围内, 蒸发温度一定时, 提高冷凝温度, 会使机组单位制热量减少, 机组耗电量增加, 机组制热能效比下降; 冷凝温度一定时, 提高蒸发温度, 会使得机组单位制热量增加, 机组耗电量增加, 机组制热能效比上升。出于舒适性与经济性的考虑, 冬季系统设计运行参数为: 源水循环为 0 ℃进水, 0 ℃出水, 温差 0 ℃; 中介循环为 -1 ℃进水, -5 ℃出水, 温差 4 ℃; 末端循环为 55 ℃供水, 50 ℃回水, 温差 5 ℃。夏季系统设计运行参数为: 冷却水循环为 37 ℃进水, 32 ℃出水, 温差 5 ℃; 末端循

环为 7 ℃供水, 12 ℃回水, 温差 5 ℃^[10]。

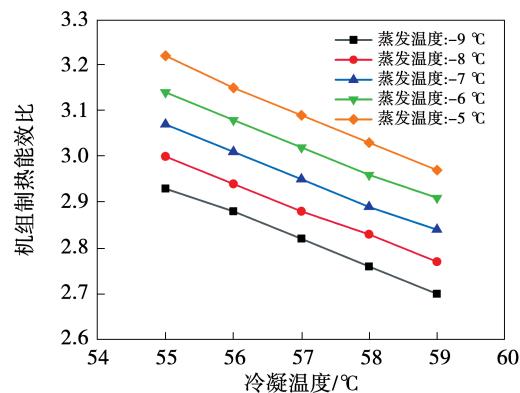


图 11 蒸发冷凝温度对机组制热能效比的影响

Fig. 11 Effect of evaporation and condensation temperatures on heating energy efficiency ratio of unit

3 运行调控

利用 TRNSYS 软件模拟出该项目的瞬时冷热负荷, 将典型年的所需供热负荷集中起来, 划分为 I 、 II 、 III 段, 如图 12 所示。 I 段与 II 段的分隔节点为 7 968 h, II 段与 III 段的分隔节点为 10 416 h。当冷水相变机结冰厚度为 4 mm 时, 2 台相变机的取热量为 250 kW, 此时系统制热量为 375 kW。 I 段与 III 段所需供热负荷低于 375 kW, 因此开启 2 台冷水相变机即可满足供热。 II 段所需供热负荷相对较高, 系统运行时应开启 4 台冷水相变机, 全力保障供热。

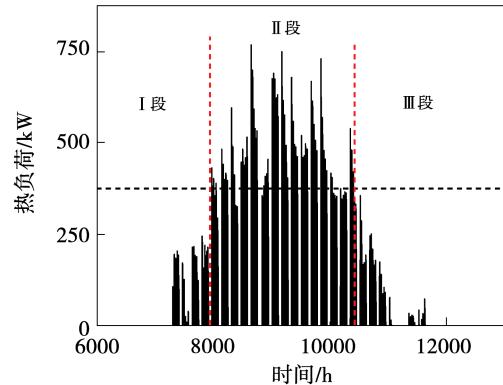


图 12 逐时热负荷

Fig. 12 Hourly heat load

系统夏季制冷时, 所需供冷负荷如图 13 所示。将冷负荷划分为 I ' 、 II ' 及 III ' 段。 I ' 段与 II ' 段的

分隔节点为 4 368 h, II' 段与 III' 段的分隔节点为 5 832 h。夏季制冷时,冷水相变机的结冰厚度设定为 8 mm,2 台相变机的取热量为 400 kW,系统制冷量为 400 kW。I' 段与 III' 段所需供冷负荷较小,开启 2 台相变机即可;II' 段所需供冷负荷相对较大,4 台冷水相变机应全部开启制冰。在供冷中期开启 2 台冷水相变机制冰即可满足供冷需求;在 7 月 2 日~8 月 31 日期间,4 台相变机全部开启保障供冷。根据冷水相变能热泵系统的夜间储冰蓄冷运行特点,可利用夜间低谷电价进一步降低夏季运行费用。

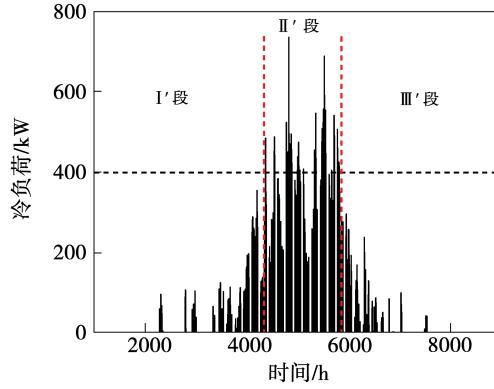


图 13 逐时冷负荷

Fig. 13 Hourly cooling load

相较于原有的系统运行方式,该运行调控方式的冬季运行成本由 $18.64 \text{ 元}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$ 减少至 $17.76 \text{ 元}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$,降低了 4.72%;夏季运行成本由 $7.81 \text{ 元}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$ 降低至 $5.47 \text{ 元}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$,降低了 29.96%;系统能效比由 2.86 增加至 3.02,提高了 5.6%。逐时冷热负荷是根据青岛典型年的气象条件模拟出的数据,具有普遍意义,具体运行调控时间可根据实际气象情况适时调整。此外,系统可根据当日天气及室内动态负荷的波动,自动调节机组负载以满足供热供冷需求。

4 经济性分析

4.1 初投资

项目初投资主要包括设备采购费、安装费及其他费用(包括设计费、人工管理费、土建费及其他不可预见费)。以青岛某供冷暖项目为例,冷水相变

能热泵系统的初投资包括冷水相变机设备、冷水相变热泵机组、冷却塔、其他辅助设备、安装以及其他费用。冷水相变机设备包含冷水相变机、阀门、管件等配套设备,其中冷水相变机的型号为 KCL-LSXB-150x4。冷水相变热泵机组的型号为 KCLBR-XB-1000SJ,制热量为 744.5 kW,制冷量为 894.1 kW。冷却塔的型号为 MH-200L,流量为 200 m³/h。其他辅助设备包含潜水泵、中介循环泵、末端循环泵、补水定压系统、软化水系统、水泵控制柜、水箱等。安装占比 10%,其他占比 5%。经计算,该项目的总投资为 144.3 万元,单位初投资为 120.25 元/m²。

4.2 运行成本

冷水相变能热泵系统使用湖水作为取热源,水费可忽略不计。系统运行费用主要为热泵机组及循环水泵运行耗电的电费。计算冬季系统耗电量时,融冰能耗已考虑在内。实验数据显示,融冰能耗在系统总能耗中占比较小,对经济性影响较小。人员在室率 70% 前提下,冬季系统运行费用如表 1 所示,夏季系统运行费用如表 2 所示。青岛市供热周期相对较长,因此其冬季运行费用相较于其他城市会高一些。

表 1 冬季运行费用

Tab. 1 Winter operating cost

参数	数值
供热周期/d	141
日开机时间/h	12
机组平均负载	0.67
冬季系统耗电量(含融冰能耗)/kW	246.09
供暖季系统总能耗/MW	278.98
供暖季运行费用/元·(m ² ·a) ⁻¹	17.76

表 2 夏季运行费用

Tab. 2 Summer operating cost

参数	数值
供冷周期/d	90
日开机时间/h	12
机组平均负载	0.67
夏季系统耗电量/kW	218.67
供冷季系统总能耗/MW	158.23
供冷季运行费用/元·(m ² ·a) ⁻¹	5.47

4.3 投资回报率

在不考虑资本时间价值的条件下,可使用投资回报率反映投资冷水相变能热泵系统的经济回报。年化投资回报率计算式为:

$$ROI' = \lambda \frac{TR_N - TOC_N}{IIN} \quad (3)$$

式中:ROI'—冷水相变能热泵系统的年化投资回报率;TR_N—第N年的项目总收益,万元;TOC_N—第N年的项目总成本,万元;IIN—冷水相变能热泵系统的初投资总额,万元; λ —百分率换算,100%。

将计算出的年成本及年收益代入式(3),可得冷水相变能热泵系统的年化投资回报率为15.27%。即在该冷水相变能热泵系统供冷暖项目中,运营企业每年的投资回报率稳定在15%以上。

4.4 动态投资回收期

考虑到资本时间价值因素的影响,可采用动态投资回收期分析该热泵系统的经济性。根据前期初投资及后期运行费用,可求得该项目的净现金流量,从而计算出冷水相变能热泵系统的投资回收期。根据建设部发布的供热项目基准收益率5%计算,该项目的经济评价主要指标如表3所示。

表3 经济评价主要指标

Tab. 3 Main indexes of economic evaluation

时间/a	净现金流量/	净现金流量	累计净现金流量
	万元	现值/万元	现值/万元
1	-122.26	-116.39	-116.39
2	22.04	19.99	-96.40
3	22.04	19.02	-77.38
4	22.04	18.12	-59.26
5	22.04	17.26	-42.00
6	22.04	16.44	-25.56
7	22.04	15.65	-9.91
8	22.04	14.90	4.99

据表中数据,可求得该供冷暖项目的动态投资回收期,计算式为:

$$\sum_{t=0}^{P'_t} (IC - OC)_t (1 + i_\Omega)^{-t} = 0 \quad (4)$$

式中:P'_t—动态投资回收期,年;IC—第t年现金流人量,万元;OC—第t年现金流出量,万元;i_Ω—该行

业的基准收益率。

由表3可知,累计净现金流量现值出现正值的年份为第8年,代入式(4)可得该热泵系统的动态投资回收期为7.67 a。据实验测算,冷水相变能热泵系统的使用寿命为20~25 a。在后十几年的运营期内,该供冷暖项目利润可观^[11]。

5 结论

(1) 自相变发生初期,结冰厚度的增加有利于相变潜热的提取,当结冰厚度超过8 mm时冰层热阻开始恶化换热效果,系统总能耗的增加幅度大于末端供热量的增加幅度。在系统制热量为744 kW的前提下,相变机结冰时冷水流量为70 t/h对应的系统能效比最大。考虑到堵冰问题,排冰时冷水流量应控制在80 t/h左右。在合理的蒸发冷凝温度范围内,机组制热能效比随蒸发温度的上升而增大,随冷凝温度的上升而减小。

(2) 供冷供热负荷按时间划分为3段,初期及末期开启2台冷水相变机,中期开启4台冷水相变机。相较于原有的系统运行方式,冬季运行成本由18.64元/(m²·a)降低至17.76元/(m²·a),降低了4.72%;夏季运行成本由7.81元/(m²·a)降低至5.47元/(m²·a),降低了29.96%;系统能效比由2.86增加至3.02,提高了5.6%。

(3) 冷水相变能热泵系统供冷暖项目的单位初投资为120.25元/m²,冬季单位运行费用为17.76元/(m²·a),夏季单位运行费用为5.47元/(m²·a)。在不考虑资本时间价值因素时,投资回报率为15.27%;在考虑资本时间价值因素时,动态投资回收期为7.67 a,具有良好的经济性及市场推广价值。

参考文献:

- [1] 武潇,吴荣华,吴昊.冷水相变能热泵系统的经济性与能耗分析[J].青岛大学学报(自然科学版),2018,31(2):138~142.
WU Xiao, WU Rong-hua, WU Hao. Economic and energy analysis of the freezing heat pump system[J]. Journal of Qingdao University (Natural Science Edition), 2018, 31(2): 138~142.
- [2] 郑记莘,吴荣华.提取冷水凝固热的热泵系统技术方案[J].暖通空调,2016,46(10):140~142.
ZHENG Ji-shen, WU Rong-hua. Technology scheme of freezing la-

- tent heat pump system[J]. Journal of HV & AC,2016,46(10):140-142.
- [3] 吴荣华,张承虎,孙德兴.江河湖海地表水源热泵系统节能与环境评价[J].哈尔滨工业大学学报,2008,40(2):226-229.
WU Rong-hua, ZHANG Cheng-hu, SUN De-xing. Energy-saving and environmental evaluation of surface-water source heat-pump system[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2008, 40(2):226-229.
- [4] 武 萧,吴荣华,吴昊.冷水相变能热泵系统性能实验分析[J].青岛大学学报(工程技术版),2019,34(1):105-110.
WU Xiao, WU Rong-hua, WU Hao. Experimental study of cold water phase change energy heat pump system[J]. Journal of Qingdao University (Engineering & Technology Edition), 2019, 34(1): 105-110.
- [5] 钱剑峰,孙德兴,张吉礼.新型采集凝固热热泵技术及系统综合供热性能分析[J].大连理工大学学报,2011,51(2):244-249.
QIAN Jian-feng, SUN De-xing, ZHANG Ji-li. A new heat pump technology with freezing heat collection and analysis of integrated heating performance. [J]. Journal of Dalian University of Technology, 2011, 51(2):244-249.
- [6] 吴荣华,迟芳,徐龙,等.一种提取凝固热或制冰的热泵供热供冷系统[P].中国:201610701458.9,2016-08-22.
WU Rong-hua, CHI Fang, XU Long, et al. A heat pump heating and cooling system for extracting freezing heat or making ice[P]. China:201610701458.9,2016-08-22.
- [7] 刘志斌,岳远博,吴荣华.冷水相变能热泵系统及其传热性能[J].暖通空调,2020,50(10):94-98.
- LIU Zhi-bin, YUE Yuan-bo, WU Rong-hua. Cold water phase change energy heat pump system and its heat transfer performance [J]. Journal of HV & AC, 2020, 50(10):94-98.
- [8] 岳远博,吴荣华,朱宏伟.冷水相变能热泵系统及能耗特性[J].热能动力工程,2020,35(4):259-264,274.
YUE Yuan-bo, WU Rong-hua, ZHU Hong-wei. Energy consumption characteristics of cold water phase change energy heat pump system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(4):259-264,274.
- [9] 岳远博.冷水相变能热泵系统运行特性及工程实验研究[D].青岛:青岛大学,2020.
YUE Yuan-bo. Study on operation characteristics and engineering experiment of cold water phase change energy heat pump system [D]. Qingdao: Qingdao University, 2020.
- [10] 武萧.冷水相变能热泵系统的仿真及实验研究[D].青岛:青岛大学,2019.
WU Xiao. Simulation and experimental study of cold water phase change energy heat pump system [D]. Qingdao: Qingdao University, 2019.
- [11] 付嘉衡,宋梦宇,田晓亮.青岛某办公建筑供热改造工程技术经济分析[J].热科学与技术,2021,20(2):200-208.
FU Jia-heng, SONG Meng-yu, TIAN Xiao-liang. Technical and economic analysis of heating renovation project of an office building in Qingdao[J]. Thermal Science and Technology, 2021, 20(2): 200-208.

(丛 敏 编辑)