

文章编号: 1671-6612 (2025) 02-239-07

提取水凝固潜热的热泵供暖系统㊦分析

姜钊乐^{1,2} 张昌建^{1,2} 杨国栋^{1,2} 彭磊^{1,2}

(1. 河北工程大学能源与环境工程学院 邯郸 056038;

2. 河北省暖通空调工程技术创新中心 邯郸 056038)

【摘要】 建立了提取水凝固潜热的热泵供暖系统㊦分析模型, 从流体换热的角度对系统各换热器进行㊦分析, 并通过具体实验分析了系统各部件的㊦效率与㊦损失, 结果表明: 系统主要㊦损失发生在相变换热器, ㊦损率为71.42%, 同时其㊦效率最低仅有1.13%, 其次为热泵机组, ㊦损率为21.18%, 增大冷凝器出水温度可提高系统㊦效率, 针对相变换热器与热泵机组提出了改进方法, 指出了减少㊦损失提高系统㊦效率的途径。

【关键词】 凝固潜热; 供暖系统; ㊦损率; ㊦分析

中图分类号 TU831.6 文献标志码 A

Exergic Analysis of Heat Pump Heating System for Extracting Latent Heat of Water Solidification

Jiang Zhaole^{1,2} Zhang Changjian^{1,2} Yang Guodong^{1,2} Peng Lei^{1,2}

(1. School of Energy and Environmental Engineering, Hebei University of Engineering, Handan, 056038;

2. Hebei HVAC Engineering Technology Innovation Center, Handan, 056038)

【Abstract】 Exergic analysis model of heat pump heating system which extracted latent heat of water solidification was established, exergic analysis of each heat exchanger in the system was carried out from the perspective of fluid heat transfer, and exergic efficiency and exergic loss of each component of the system were analyzed through specific experiments. The results show that: The exergic loss of the system mainly occurred in the phase change heat exchanger, where the exergic loss rate was 71.42%, and the exergic efficiency was only 1.13% at the lowest level, followed by the heat pump unit, where the exergic loss rate was 21.18%, reducing the condenser effluent temperature can improve the exergic efficiency of the system. Improvements are proposed for the phase change heat exchanger and heat pump unit, and ways to reduce exergic loss and improve the exergic efficiency of the system are pointed out.

【Keywords】 Latent heat of solidification; Heating system; Exergic loss rate; Exergic analysis

0 引言

㊦分析是通过热力学第一定律与热力学第二定律对能进行量和质的分析^[1], 是目前衡量制冷/供热系统性能优劣的较为科学、全面的方法。利用冰相变吸收潜热的特性为建筑物供冷的系统称为冰蓄冷系统, 其应用已经较为成熟, 对其进行的㊦

分析研究较多。张立伟^[2]等人对冰蓄冷的整体系统与热泵机组进行了㊦分析; 方贵银^[3]对冰蓄冷系统的热泵机组各部件进行了㊦分析; 周学丽^[4]等人探讨了冰蓄冷系统中末端散热器的㊦效率。而对于原理与冰蓄冷类似的利用水相变成冰所释放的潜热为建筑物供热的系统却是一种新型的供暖系统, 尚

基金项目: 河北省重点研发计划项目(236Z4310G); 河北省创新能力提升计划项目(202250702010094)

作者(通讯作者)简介: 姜钊乐(1999.11-), 男, 硕士研究生, E-mail: 1727768805@qq.com

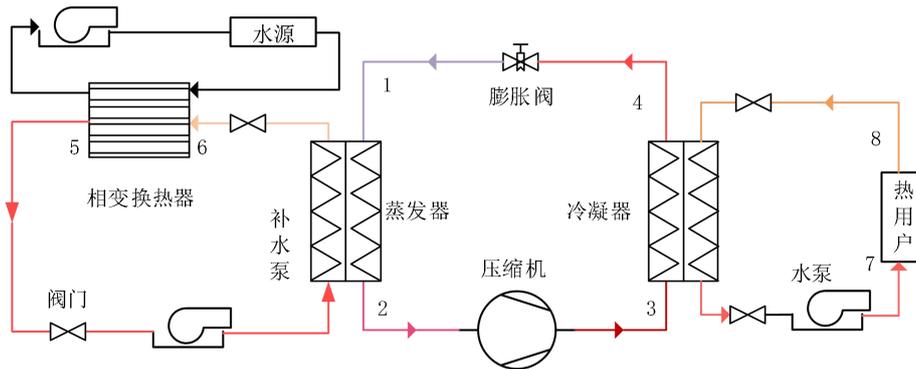
收稿日期: 2024-07-04

未有人进行焓分析。为此本文结合前者的研究经验从换热器中流体间换热而形成焓损失的角度，建立了提取水凝固潜热的热泵供暖系统的焓分析模型，结合实验对系统各主要组成部件及系统整体进行焓效率、焓损率的分析，并提出改进意见，以期实现提取水凝固潜热的热泵供暖系统的更高效运行^[5]。

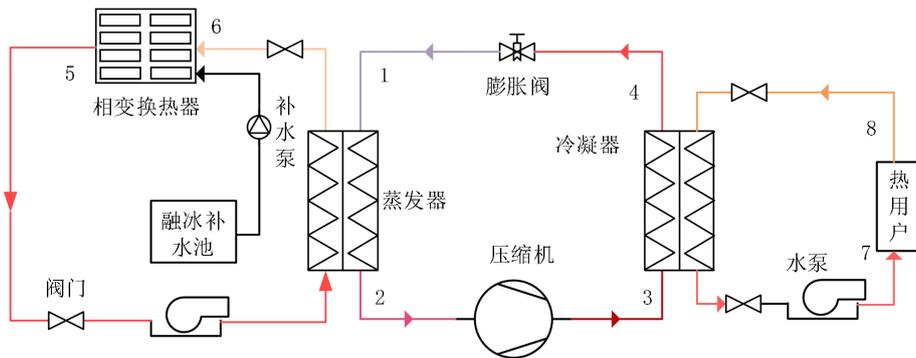
1 提取水凝固潜热的热泵供暖系统简介

提取水凝固潜热的热泵供暖系统是一种新型的利用可再生能源的供热系统，与冰蓄冷热泵系统在运行原理上形成了鲜明的对比。后者依赖于冰融化成水时吸收的潜热来为冷用户提供制冷效果，而前者则通过热泵机组提取水在结冰过程中释放的相变潜热，以此作为热源为热用户供暖。其主要由

相变换热器、热泵与热用户三个子系统组成，根据相变换热器的工作原理不同主要分为流态结冰^[6]与静态结冰^[7]的取热供暖方式，两系统的运行原理如图 1 所示，系统开始运行时，相变换热器内的水会经过降温和结冰两个阶段，期间将显热和潜热传递给载冷剂，载冷剂作为中介在热泵的蒸发器内与工质进行热交换，最后由热泵传递到热用户。两者区别在于，使用流态结冰取热的方式时热源水是流动的，当相变换热器内结冰厚度达到设定值时，使用刮刀将冰刮出并通过流态水排出相变换热器。使用静态结冰取热的方式时热源水储存在相变换热器内，当结冰厚度达到设定值时使用取冰装置将冰取出，运送至融冰补水池，开启补水泵进行补水后再次进入供暖循环。



(a) 流态结冰的提取水凝固潜热的热泵供暖系统



(b) 静态结冰的提取水凝固潜热的热泵供暖系统

图 1 提取水凝固潜热的热泵供暖系统流程图

Fig.1 Flow chart of heat pump heating system for extracting latent heat of water solidification

2 焓分析模型

2.1 系统的焓计算准则

提取水凝固潜热的热泵供暖系统需要进行焓分析的主要设备^[8]有相变换热器、压缩机、冷凝器、膨胀阀、蒸发器和散热器。上述两种结冰方式虽运

行原理不同，但其理论原理相同，故本文建立的焓分析模型两系统均可使用。对系统进行焓分析时，必须确定系统各部位的焓损失，建立焓方程，其一般形式为：输入焓-输出焓=焓损。以环境状态为基态，相变换热器与散热器内进行热交换的流体为液

态不发生相变, 进行焓分析时应使用热量焓与冷量焓的计算方法, 而对于热泵系统的工质在循环时为多变过程, 为便于分析计算, 忽略工质的动能与位能变化, 使用焓焓进行计算。系统各部件焓损率应按式 (1) 计算:

$$\eta_{an} = \frac{An_x}{\sum An} \quad (1)$$

式中: η_{an} 为焓损率, %; An_x 为部件焓损失, kJ/h; $\sum An$ 为系统总焓损, kJ/h。

2.2 相变换热器与散热器的焓平衡模型

(1) 相变换热器焓平衡模型

以相变换热器为对象进行焓分析, 其焓平衡模型如图 2 所示, 焓平衡式为:

$$Ex_Q + Ex_{Q6} - Ex_{Q5} = An_{pha} \quad (2)$$

式中: Ex_Q 为热源的热量焓, kJ/h; Ex_{Q6} 、 Ex_{Q5} 为相变换热器载冷剂进、出口焓, kJ/h; An_{pha} 为相变换热器的焓损, kJ/h。

热量焓计算如式 (3) ~ (6)。

$$Ex_Q = Q_{ant} - Q_{ant} \left(1 - \frac{T_0}{T_{pha}}\right) \quad (3)$$

$\overline{T_{56}} > T_0$ 时:

$$Ex_{Q56} = c_{ant} m_{ant} [(T_5 - T_6) - T_0 \ln \frac{T_5}{T_6}] \quad (4)$$

$\overline{T_{56}} < T_0$ 时:

$$Ex_{Q56} = c_{ant} m_{ant} [T_0 \ln \frac{T_5}{T_6} - (T_5 - T_6)] \quad (5)$$

$$\eta_{pha} = \frac{Ex_{Q56}}{Ex_Q} \quad (6)$$

式中: Q_{ant} 为载冷剂在蒸发器内的换热量, kJ/h; T_0 为环境温度, K; T_{pha} 为水冰混合物温度, 273.15K; $\overline{T_{56}}$ 为相变换热器内载冷剂平均温度, 可简单计算为 $(T_5 + T_6)/2$, K; Ex_{Q56} 为载冷剂获得的热量焓, kJ/h; c_{ant} 为载冷剂比热容, kJ/(kg·K); m_{ant} 为载冷剂质量流量, kg/h; T_5 、 T_6 为相变换热器载冷剂出、进口温度, K; η_{pha} 为相变换热器的焓效率, %。

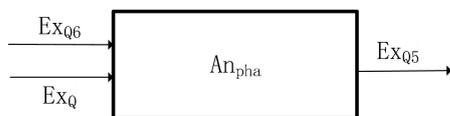


图 2 相变换热器焓平衡模型

Fig.2 Exergic balance model of phase change heat exchanger

(2) 散热器焓平衡模型

以散热器为对象进行焓分析, 其焓平衡模型如图 3 所示, 焓平衡式为:

$$Ex_{Q7} - Ex_{Q8} - Ex_{Qroom} = An_{rad} \quad (7)$$

式中: Ex_{Q7} 、 Ex_{Q8} 为散热器热水进、出口焓, kJ/h; Ex_{Qroom} 为室内获得的热量焓, kJ/h; An_{rad} 为散热器的焓损, kJ/h。

热量焓计算如式 (8) ~ (11)。

$$Ex_{Qroom} = c_{water} m_{water} (T_7 - T_8) \left(1 - \frac{T_0}{T_{room}}\right) \quad (8)$$

$$An_{rad} = Ex_{Q78} - Ex_{Qroom} \quad (9)$$

$$Ex_{Q78} = c_{water} m_{water} [(T_7 - T_8) - T_0 \ln \frac{T_7}{T_8}] \quad (10)$$

$$\eta_{ex,rad} = \frac{Ex_{Qroom}}{Ex_{Q78}} \quad (11)$$

式中: T_{room} 为室内温度, K; Ex_{Q78} 为热水获得的热量焓, kJ/h; Ex_{Qroom} 为室内获得的热量焓, kJ/h; c_{water} 为水的比热容, 4.2kJ/(kg·K); m_{water} 为热媒水质量流量, kg/h; T_7 、 T_8 为散热器热水进、出口温度, K; $\eta_{ex,rad}$ 为散热器的焓效率, %。

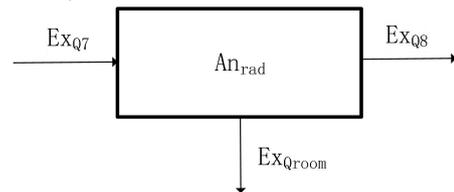


图 3 散热器焓平衡模型

Fig.3 Exergic balance model of radiator

2.3 热泵系统焓平衡模型

以热泵机组为对象进行焓分析, 需要分别对其蒸发器、冷凝器、压缩机、膨胀阀进行焓分析, 系统运行时工质的 lgP-h 图如图 4 所示。

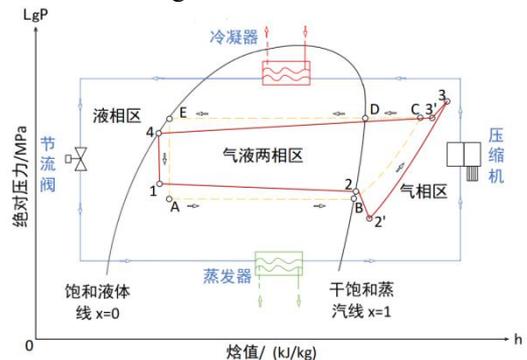


图 4 热泵机组压焓图

Fig.4 Heat pump unit pressure enthalpy diagram

图中: A-B-C-D-E-A 为理想状态下工质的循环过程, 1-2-2'-3-3'-4-1 为实际运行时工质的循环过程。

实际运行时工质的热损失主要由流动阻力引起, 2-2'、3-3'过程的热量变化极小且不宜测量可忽略不计, 故实际运行时工质的循环过程应简化为 1-2-3-4-1^[9]。对热泵机组各部件进行焓分析时, 不考虑工质的动能、位能及其变化^[10]将得到工质的焓焓。

(1) 以蒸发器为对象进行焓分析, 其焓平衡模型如图 5 所示, 焓平衡式为:

$$Ex_{Q56} - Ex_{h12} = An_{eva} \quad (12)$$

式中: Ex_{h12} 为工质在蒸发器内获得的焓焓, kJ; An_{eva} 为蒸发器的焓损, kJ/h。

焓焓计算如式^[11] (13)、(14)。

$$Ex_{h12} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)) \quad (13)$$

$$\dot{m} = \frac{Q_{ant}}{h_2 - h_1} \quad (14)$$

式中: \dot{m} 为工质质量流量, kg/h; h_1 、 h_2 为蒸发器工质进、出口焓, kJ/kg; s_1 、 s_2 为蒸发器工质进、出口熵, kJ/(kg·K)。

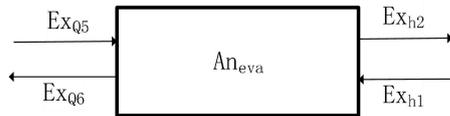


图 5 蒸发器焓平衡模型

Fig.5 Exergic balance model of evaporator

(2) 以压缩机为对象进行焓分析, 其焓平衡模型如图 6 所示, 焓平衡式为:

$$W' = Ex_{h23} + An_{com} \quad (15)$$

式中: W' 为压缩机的热量焓, kJ; Ex_{h23} 为工质在压缩机内获得的焓焓, kJ; An_{com} 为压缩机的焓损, kJ。

焓焓计算如式^[12] (16)、(17)。

$$W' = \mu W \quad (16)$$

$$Ex_{h23} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2 - T_0(s_3 - s_2)) \quad (17)$$

式中: μ 为压缩机效率, 0.98; W 为压缩机功率, kJ; h_3 、 h_2 为压缩机工质出、进口焓, kJ/kg; s_3 为压缩机工质出口熵, kJ/(kg·K)。

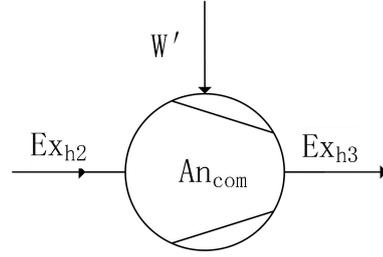


图 6 压缩机焓平衡模型

Fig.6 Exergic balance model of compressor

(3) 以冷凝器为对象进行焓分析, 其焓平衡模型如图 7 所示, 焓平衡式为:

$$Ex_{h34} - Ex_{Q78} = An_{con} \quad (18)$$

其中:

$$Ex_{h34} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4 - T_0(s_3 - s_4)) \quad (19)$$

式中: Ex_{h34} 为工质在冷凝器内损失的焓焓, kJ; An_{con} 为冷凝器的焓损, kJ; h_4 为冷凝器工质出口焓, kJ/kg; s_4 为冷凝器工质出口熵, kJ/(kg·K)。



图 7 冷凝器焓平衡模型

Fig.7 Exergic balance model of condenser

以膨胀阀为对象进行焓分析, 其焓平衡模型如图 8 所示。焓平衡式为:

$$Ex_{h41} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1)) = An_{exp} \quad (20)$$

式中: Ex_{h41} 为工质在膨胀阀内损失的焓焓, kJ; An_{con} 为冷凝器的焓损, kJ。

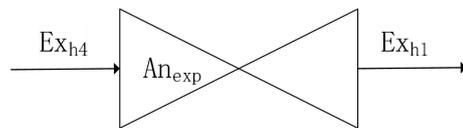


图 8 膨胀阀焓平衡模型

Fig.8 Exergic balance model of expansion valve

热泵机组焓效率计算式为:

$$\eta_{ex,h-p} = \frac{Ex_{Q78}}{Ex_{Q56} + W'} \quad (21)$$

系统焓效率计算式为:

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{Q_{room}}}{Ex_Q + W'} \quad (22)$$

式中: $\eta_{ex,h-p}$ 为热泵机组焓效率, %; η_{ex} 为系统焓效率, %。

3 供暖实例焓分析

3.1 实验平台介绍

本实验使用静态结冰的供暖方式, 实验平台位于邯郸市, 采用两台相变换热器串联供暖, 系统实物如图 9 所示, 主要设备参数如表 1 所示, 热泵机组制冷工质采用 R410A, 载冷剂使用体积分数 30% 的乙二醇水溶液, 比热容 3.792kJ/kg, 密度 1032.62kg/m³。



图 9 系统实物图

Fig.9 Physical diagram of the system

3.2 结果与分析

实验运行环境温度为 271.15K~277.15K, 设定结冰厚度为 30mm, 冷凝器出水温度 42℃, 蒸发器、冷凝器平均换热量分别为 11.36、17.26kW, 压缩机平均功率 6.06kW, 统计潜热换热运行期间各状态点数据平均值列于表 1, 并按照上述焓分析进行计算结果列于表 2。

表 1 各状态点运行参数

Table 1 Parameters for each status point

状态点	温度/K	压力/kPa	比焓/(kJ/kg)	比熵/(kJ/kg·K)
1	263.60	586.40	290.26	1.35
2	263.68	586.40	417.91	1.82
3	356.51	2664.13	477.43	1.88
4	317.39	2664.13	285.39	1.28
5	270.99	101.33	---	---
6	269.73	101.33	---	---
7	314.30	253.31	---	---
8	312.60	253.31	---	---

表 2 系统焓分析表

Table 2 Exergic analysis table of the system

设备	焓损失/kW	焓损率/%	焓效率/%
相变换热器	11.87	71.42	1.13
蒸发器	0.02	0.12	87.01
压缩机	2.03	12.21	65.85
冷凝器	0.12	0.72	95.37
膨胀阀	1.35	8.12	---
散热器	1.23	7.41	54.68
热泵机组	3.52	21.18	41.33
供暖系统	16.62	100.00	7.18

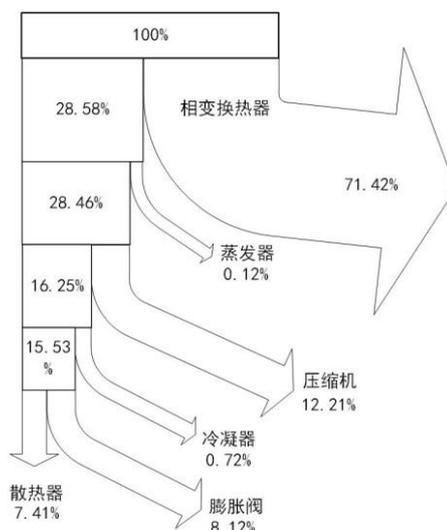


图 10 提取水凝固潜热的热泵供暖系统焓损失图

Fig.10 Exergic loss map of heat pump heating system for extracting latent heat of water solidification

由表 2 与图 10 可以看出, 相变换热器的焓损失最大, 焓损率为 71.42%, 其次为压缩机, 其焓损率为 12.21%, 蒸发器与冷凝器焓损率均在 1% 以下可忽略不计。通过对比分析文献[2]中冰蓄冷系统的运行参数, 我们发现本系统的热泵机组焓效率与文献所述冰蓄冷系统中的热泵机组焓效率仅相差 5%, 这表明两者在热泵机组焓效率层面表现相近。然而, 本系统的焓效率为 7.18%, 与冰蓄冷系统 23.1% 的焓效率相比, 存在显著的差距。需要明确的是, 尽管冰蓄冷系统与本系统在运行原理上有所类似, 但前者的目的是制冷, 而后者则是用于制热, 这一根本性差异导致了两者在系统运行参数上的显著不同。为更准确地评估本系统制热时的焓效率

水平，同时参考了水源/地源热泵供暖系统的运行参数。在制热工况下，水源/地源热泵系统的焓效率普遍位于 8%~16% 的范围内^[13,14]，即便与这一区间相比，本系统的焓效率也显得相对较低。

综上所述，本系统的焓效率不仅远低于冰蓄冷系统，即便与同样用于制热的水源/地源热泵系统相比，也存在不足。因此，为了提升系统性能，有必要对本系统进行进一步的改进与优化，以期提高整体焓效率，从而更高效地满足制热需求。

根据逆卡诺循环原理，降低制冷工质冷凝温度将提高系统有效能效比，即节约能耗，在无法改变冷凝温度时，可以改变冷凝器出水温度间接改变制冷工质冷凝温度。为探究冷凝器出水温度对系统焓效率的影响，实验设定冷凝器出水温度分别为 38、40、42℃，结冰厚度为 15mm，得到系统不同部件的焓效率与焓损率变化如图 11、12 所示。

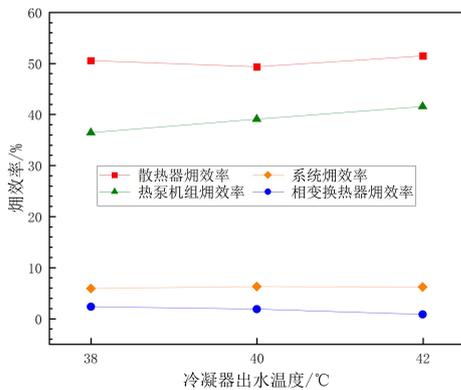


图 11 不同冷凝器出水温度下焓效率变化图

Fig.11 Exergic efficiency changed with different condenser outlet water temperatures

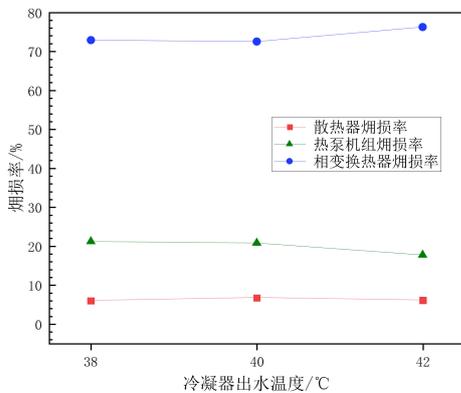


图 12 不同冷凝器出水温度下焓损率变化图

Fig.12 Exergic loss rate changed with different condenser outlet water temperatures

由图 11、图 12 可知，在系统的主要组成设备中，散热器的焓效率最高，而相变换热器的焓效率则相对较低，处于最低水平。随着冷凝器出水温度的逐渐升高，散热器的焓效率在 49.3%至 51.4% 的范围内波动，较为稳定；相反，相变换热器的焓效率则从 2.3%下降至 0.7%，呈现出明显的下降趋势。热泵机组的焓效率出现了较大幅度的增长，从 36.38%上升至 46.51%，成为推动系统焓效率由 5.8%增加至 6.1%的关键因素。

散热器、热泵机组和相变换热器的焓损率大小及其变化趋势与焓效率的变化呈现出相反的趋势，相变换热器的焓损率依然保持在 70%以上的高位，而散热器的焓损率则维持在大约 7%的较低水平，这与上述的结论相吻合。尽管冷凝器出水温度的提升导致了相变换热器焓效率的下降，但热泵机组焓效率的大幅提升对系统整体效率产生了更为积极的影响，因此系统焓效率仍然得到了提升。在未来的系统优化中，应重点关注提高热泵机组的效率以及降低相变换热器的焓损率，以进一步提升系统的整体性能

3.3 优化措施及建议

由上述结果可知，可在实际供暖温度允许的范围内提高冷凝器出水温度从而提升系统焓效率。相变换热器的焓损率占比最大且焓效率最低，故提高系统整体焓效率主要应减小相变换热器的焓损失。相变换热器的焓损失首先与环境温度密切相关，焓分析模型以环境状态为基态^[15]，系统内流体温度与环境温度差值越大，焓损越小，焓效率越高，图 13 给出了系统与相变换热器的焓效率变化以及环境温度和载冷剂平均温度两者温差的绝对值变化图。随着系统的运行，环境温度与载冷剂平均温度温差的绝对值增大，由此相变换热器焓效率增大，系统焓效率由 6.49%增长至 7.31%，但环境温度属于不可抗力因素，通过改变环境温度以提高系统焓效率是难以实现的。

焓效率还与相变换热器内载冷剂的进出口温差有关，本实验载冷剂进出口平均温差为 1.17℃，根据文献[16]的实验数据，其载冷剂进出口温差平均为 2.6℃，使用本文提出的焓模型计算，系统焓效率达到 19%，故可增大相变换热器载冷剂进出口温差用以提高系统焓效率，应增强相变换热器换热效率如增加翅片以提高换热面积。热泵机组的焓损

失主要来自于压缩机与膨胀阀,其中压缩机的焓损失主要来自于与空气的热交换,故应做好压缩机的保温,而膨胀阀的焓损失主要来自于其不可逆的节流过程,应采取冷凝器后液体过冷的方式,这即增加了冷凝器的换热量又降低了工质温度,减小了与空气交换的热量,甚至吸收环境热量,降低了焓损失。

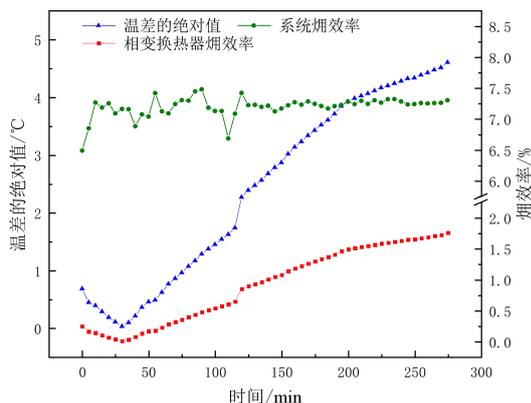


图 13 焓效率随运行时间变化图

Fig.13 Exergic efficiency changed over operating time

4 结论

本文提出了提取水凝固潜热的热泵供暖系统的焓分析模型并根据实验结果进行计算得到的主要结论有:

(1) 本系统焓效率为 7.18%, 与冰蓄冷系统 23.1% 的系统焓效率, 以及水源/地源热泵系统 8%~16% 的系统焓效率相比均处于较低水平, 因此需要进行优化。

(2) 在设定的不同工况下运行时, 本系统中相变换热器的焓损率均在最高值, 超过 70%, 而焓效率最低, 仅在 1% 左右, 其次为热泵机组, 其焓损率均在 19% 以上, 焓效率为 40% 左右, 故系统的主要改进设备应为相变换热器与热泵机组。

(3) 相变换热器的焓损失主要与环境温度和载冷剂的进出口温差有关, 环境温度难以人工干预, 增大载冷剂进出口温差可以减小其焓损失。

(4) 热泵机组的焓损失主要在压缩机与膨胀阀。应对压缩机进行保温处理减小向空气散失的热量从而减小焓损失, 在冷凝器后对工质进行过冷处理, 弥补膨胀阀节流造成的不可逆焓损, 适当提高

冷凝器出水温度也可以提升系统的焓效率。

参考文献:

- [1] 郭进军,何雅玲,陶文铨,等.空气源制冷/热泵系统的焓分析[J].制冷与空调,2002,(5):17-22.
- [2] 张立伟,吕志勤,杨宏涛.基于蓄冷式空调系统的焓分析[J].哈尔滨工业大学学报,2004,(9):1250-1252.
- [3] 方贵银.空调冰蓄冷系统焓分析[J].真空与低温,1999,(1):51-54.
- [4] 周学丽,李念平,邹杰.冰蓄冷低温送风空调系统焓损因素分析[J].土木建筑与环境工程,2016,38(2):132-137.
- [5] 马进伟,方浩,陈茜茜,等.基于焓-熵-(焓)平衡的无盖板 PV/T 系统热力学分析与优化[J].化工进展,2022,41(4):1840-1847.
- [6] 孙德兴,张承虎,吴荣华,等.利用冷水凝固热的热泵系统与装置[J].暖通空调,2006,(7):41-44.
- [7] 张昌建,马占辉,罗景辉,等.水-冰相变凝固换热与热泵耦合供热系统实验研究[J].暖通空调,2024,54(5):166-172.
- [8] 曹红奋.蓄冰空调冰蓄冷系统焓分析[J].流体机械,2001,(5):46-49,31.
- [9] 许超,张昌建,罗景辉,等.面向煤矿的套管式相变凝固换热装置与热泵供暖系统实验研究[J].煤炭工程,2022,54(12):152-156.
- [10] 康乐明,谭羽非,吴家正,等.工程热力学(第五版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2007.
- [11] 曾章传,吴锦京,魏新利.空气源热泵直接地板辐射采暖系统实验研究及热力性能分析[J].太阳能学报,2011,32(8):1151-1157.
- [12] 姚立为.制冷与热泵系统的焓分析[J].应用能源技术,2000,(2):1-3.
- [13] 袁晨.土壤源热泵系统的双工况火用分析[D].西安:西安建筑科技大学,2013.
- [14] 王欣红,毕月虹,张华.土壤源热泵系统的焓分析[J].太阳能学报,2009,30(6):732-737.
- [15] 尹维英,任君合,张长桥,等.化工热力学(第一版)[M].北京:地震出版社,2002.
- [16] 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.