

文章编号: 1671-6612 (2025) 01-094-09

小压比空气源热泵热管供热系统研究

彭磊^{1,2} 张昌建^{1,2} 罗景辉^{1,2} 姜钊乐^{1,2} 杨国栋^{1,2} 牛靖³

(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;

3. 河北冶金建设集团有限公司 邯郸 056038)

【摘要】 为了解决传统空气源热泵技术在井口防冻应用中存在的低运行效率和供热不稳定等问题,以邢东矿井口供热项目为工程案例,介绍了小压比空气源热泵热管技术在井口防冻中的应用。通过将冷凝温度降低至 30℃ 以降低压缩机的压缩比,并减少压缩机的涡旋行程来提高压缩机效率,设计了双氟制冷剂循环系统,研发了小压比空气源热泵机组及其配套的热管供热系统。通过典型工况日测试系统的换热量和 COP,结果显示:在环境平均温度-12℃ 的条件下,井口送风温度保持在 2℃ 以上,每台热管换热器平均换热量达 302.9kW,系统的平均 COP 为 4.12。在一个供暖季中,系统总供热量为 1302175.8kW,平均 COP 为 4.45,运行稳定,符合设计要求。与原蒸汽供热系统相比,该系统可节约运行费用 12.9 万元,经济效益显著,为推动新型井口供热技术的发展提供了参考。

【关键词】 冷凝温度; 压缩比; 双氟制冷剂; 小压比热泵机组; 热管系统

中图分类号 TU831.6 文献标志码 A

Research on Small Pressure Ratio Air Source Heat Pump Heat Pipe Heating System

Peng Lei^{1,2} Zhang Changjian^{1,2} Luo Jinghui^{1,2} Jiang Zhaole^{1,2} Yang Guodong^{1,2} Niu Jing³

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

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

3. Hebei Metallurgical Construction Group Co., Ltd, Handan, 056038)

【Abstract】 In order to solve the problems of low operating efficiency and unstable heating in the application of traditional air source heat pump technology in wellhead antifreeze, this study takes the Xingdong Mine Mouth Heating Project as an engineering case and introduces the application of low pressure ratio air source heat pump heat pipe technology in wellhead antifreeze. By reducing the condensation temperature to 30℃ to lower the compression ratio of the compressor and reduce the vortex stroke of the compressor to improve its efficiency, a dual fluorine refrigerant cycle system was designed, and a low pressure ratio air source heat pump unit and its supporting heat pipe heating system were developed. By testing the heat transfer and COP of the system under typical working conditions, the results show that under the condition of an average ambient temperature of -12℃, the air supply temperature at the wellhead remains above 2℃, and the average heat transfer of each heat pipe heat exchanger reaches 302.9 kW. The average COP of the system is 4.12. In a heating season, the total heating capacity of the system is 1302175.8kW, with an average COP of 4.45, stable operation, and meets the design requirements. Compared with the original steam heating system, this

基金项目: 中央引导地方科技发展资助项目 (236Z4310G); 河北省暖通空调技术创新中心绩效补助项目 (22567691H); 太阳能 PV/T 热泵综合能源技术成果应用与示范 (23211018120)

作者 (通讯作者) 简介: 彭磊 (1998-), 男, 硕士研究生, 研究方向为低品位热能利用, E-mail: 2638201420@qq.com

收稿日期: 2024-05-20

system can save operating costs of 129000 yuan, with significant economic benefits, providing a reference for promoting the development of new wellhead heating technologies.

【Keywords】 Condensation temperature; Compression ratio; Double fluorine refrigerant; Low pressure ratio heat pump unit; Heat pipe system

0 引言

在“碳达峰、碳中和”政策目标下,使用传统化石能源加热井口送风的方式将被淘汰,采用清洁技术供热成为矿井供热迫切需要解决的问题^[1,2]。利用空气源热泵替代燃煤锅炉供热,可以减少大气污染与雾霾的产生,减少二氧化碳排放量,同时具有节能效果明显、系统运行稳定、施工安装简便、自动化控制程度高等特点^[3,4]。但传统空气源热泵技术存在:热泵运行效率不高;受环境温度、湿度、风速等自然条件的影响较大,存在不稳定性;热泵冬季供热易出现结霜等问题^[5,6]。

对于热管换热技术的研究,HB Ma等^[7]介绍了重力热管换热器的特点,结合实例介绍了重力热管换热器的设计与安装状况,结果表明经济效益和环保效益显著。Liyang Sun^[8]等人基于分体式热管的原理,设计了一种应用于家庭空调的新型热回收风机试验装置。李注江^[9]提出将矿井回风作为低温热源采用分离式热管技术用于井筒防冻的设想。刘晓峰^[10]设计了气-液型低温热管换热器应用于矿井回风余热利用项目,测试结果显示当回风与冷流体入口温差为7.2℃时,热管换热器换热量为465.9kW,能够较好地实现回风余热提取工作。白金发^[11]参与了山西省长治市某煤矿分离式热管项目,测试结果显示在室外温度-5℃条件下,热管换热器出口温度达6℃以上,满足井筒防冻的需求。

在此理论基础上,提出了一种小压比空气源热泵耦合热管的新型供热系统,以解决传统空气源热泵技术应用井口防冻存在的问题。通过分析小压比空气源热泵热管系统的节能原理、工艺流程,研发出小压比空气源热泵热管供热系统。以邢东矿井口供热工程为案例,研究其运行特性,为井口防冻提供新的解决方案。

1 小压比热泵系统节能的原理

1.1 压缩比与蒸发温度、冷凝温度的关系

压缩机的压缩比指的是压缩后与压缩前的压

力比值,在理想状态下,它等于压缩机排气绝对压力与吸气绝对压力之比。计算公式见式(1)。

$$r = \frac{P_0 + P_1}{P_0 + P_2} \quad (1)$$

式中: r 为压缩比; P_0 为大气压力,Pa; P_1 为排气压力,Pa; P_2 为吸气压力,Pa。

压缩比的大小与排气压力和吸气压力相关。排气压力越大,冷凝温度越高;吸气压力越小,蒸发温度越低。冷凝温度与蒸发温度的温差越大,在相同制热量的情况下,压缩比越大,压缩机所需的功率就越大,耗能也越多。小的压缩比在保证良好制热能力的同时,可有效提高热泵性能系数。

1.2 提高热泵性能参数途径

热泵制热性能系数(COP)计算公式见式(2)。

$$COP = \eta \frac{T_k}{T_k - T_o} \quad (2)$$

式中: η 为压缩机效率; T_o 为蒸发温度,K; T_k 为冷凝温度,K。

通过上述公式提高热泵性能系数需要提高压缩机效率与蒸发温度,降低冷凝温度。空气源热泵从环境空气中取热,不能改变蒸发温度,提高压缩机效率和降低冷凝温度是提高空气源热泵制热性能参数的有效途径。(1)通过降低压缩机的涡旋行程提高压缩机效率。(2)降低冷凝温度,根据《煤矿安全规程》^[12]规定井口防冻要求进风温度在2℃以上,这就为大幅度的降低热泵机组的冷凝温度创造了条件,本次设计将冷凝温度降低至30℃。

2 小压比空气源热泵热管供热系统组成与工艺流程

该供热系统由小压比空气源热泵机组、翅片式热管换热器、防爆轴流式风机、PLC控制系统、系统管路及支架组成。

小压比空气源热泵热管供热系统工艺流程如图1所示。

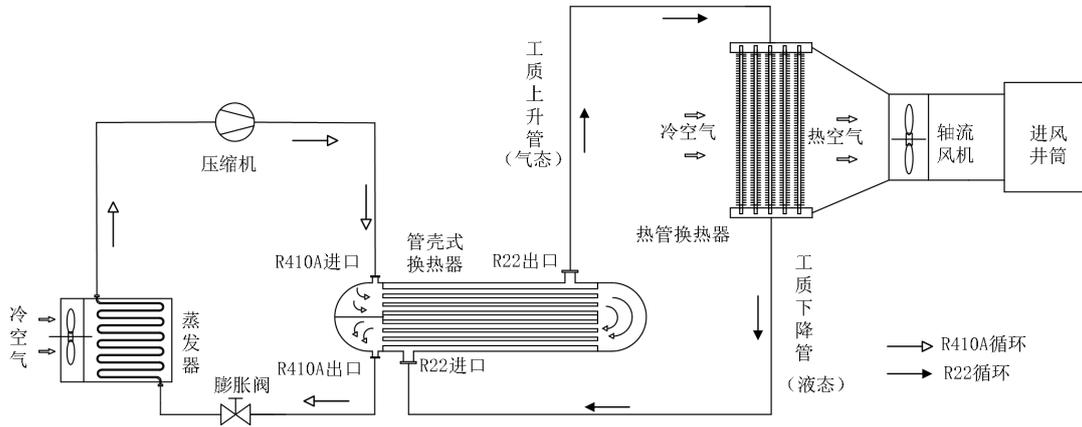


图 1 工艺流程图

Fig.1 Process flowchart

该套系统由小压比空气源热泵系统与热管换热器系统组成，系统包括 3 个工艺流程。

R410A 循环：R410A 工质在蒸发器中吸收室外空气的热量由低温低压的液体变为低温低压的气体，在压缩机的作用下变为高温高压气体进入管壳式换热器的管程，放热到壳程中的介质，放热后变为低温高压液体，经过膨胀阀节流降压变为低温低压液体再次进入蒸发器，完成第一次氟循环。

R22 循环：空气源热泵的管壳式换热器对热管系统来说作为第二次氟循环的蒸发器，壳程中的循环工质 R22 在管壳式换热器中吸收热量后，由液态变为气态，依靠密度差通过上升管从上端进入热管换热器，在热管换热器中将热量释放给空气，工质由气态变为液态，在经下降管流回空气源热泵管壳式换热器的壳程^[13]，完成第二次氟循环。

井口送风：室外空气吸收热管换热器的热量，温度升至 2℃ 以上通过防爆轴流风机经过矿井进风专用风道送入进风井筒，使其满足井口防冻需求。

由于冷凝器直接加热空气适合短距离热量输送，但井口防冻需要长距离输送空气，这将导致压缩机功率不足，无法满足防冻需求。此外，冷凝器直接加热空气还受限于空间位置，在井口防冻的实际工程中，空间布局比较紧张，冷凝器可能无法得到合适的安装位置，从而影响其加热效率。

本次设计的双氟循环系统适合长距离热量输送，不受井口位置限制，且设备布置灵活。系统两侧采用相变传热技术，增强了传热效率，并缩小了换热器体积。由于系统内部无水、采用低温工质传热，避免了换热器在冬季冻裂的问题，无需循环水

泵，减少了热能损失，提高了传热效率。

3 设备设计与选型

小压比空气源热泵机组由压缩机、蒸发器、管壳式换热器、膨胀阀四部分组成。

3.1 压缩机选型

本次选用谷轮涡旋压缩机，参数如表 1 所示，外形结构如图 2 所示。

表 1 压缩机参数

Table 1 Compressor parameters

型号	ZR310KC-TWD-522
马力/HP	30.00
排气量/(m ³ /h)	87.50
额定电流/A	62.50
额定电压/V	380
适用工质	R410A
接口尺寸/mm	吸φ42，排φ45
重量/kg	176



图 2 压缩机外形、结构

Fig.2 Compressor appearance and structure

传统空气源热泵机组压缩机制冷剂的进出口如图中箭头1和2所示,本次设计要求生产厂家通过降低压缩机的涡旋行程来提高压缩机的效率,改动后的压缩机制冷剂出口如图中箭头3所示。

3.2 蒸发器设计

蒸发器选用翅片式换热器,根据《热泵技术手册》,翅片管式换热器换热面积计算公式见式(3)。

$$A_{eva} = \frac{Q_{air}}{\varepsilon K_{air} \Delta T_{air}} \quad (3)$$

式中: A_{eva} 为翅片管式蒸发器面积, m^2 ; Q_{air} 为空气侧低温吸热量, $150kW$; ε 为由于水垢和制冷剂分布不均匀影响效率的系数,选取 0.9 ; K_{air} 为翅片管式的传热系数,选取 $65W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; ΔT_{air} 为翅片管式蒸发器的传热温差,选取 $8^\circ C$ 。

根据公式计算,翅片管式蒸发器的换热面积为 $320.5m^2$ 。气侧换热器采用铜管,翅片为波纹型,材料为铝,采用U型布置方式,具体结构参数如表2所示。

表2 蒸发器结构参数

Table 2 Structural parameters of evaporator

结构参数	数值
管长/mm	3000
管径/mm	10
风向管排数	4
迎风管排数	50
管间距/mm	25.4
片厚/mm	0.2
片间距/mm	2
翅化系数	17.8

3.3 管壳式换热器设计

由于R410A制冷剂在管壳式换热器管程中循环流动,R22制冷剂在管壳式换热器壳程中循环流动,故本文选择管壳式换热器。设计冷凝侧管程传热量为 $175kW$,传热系数为 $3000W/(m^2 \cdot ^\circ C)$,传热温差为 $4^\circ C$,根据公式(3)计算传热面积为 $16.2m^2$,考虑富余量后,实际选择 $20m^2$ 。设计了两组管壳式换热器,每组换热面积为 $10m^2$,并配有一台压缩机,每组换热器包含210根管长为 $800mm$ 、管径为 $19mm$ 的铜管。

3.4 膨胀阀选型

机组系统使用丹佛斯TEX55外平衡热力膨胀阀进行节流。该阀通过调节吸气管路的过热度、吸气压力和蒸发压力,匹配制冷剂流量与蒸发器负荷,从而充分利用蒸发器的传热面积并防止压缩机发生“液击”。外形结构如图3所示。



图3 热力膨胀阀结构图

Fig.3 Structural diagram of thermal expansion valve

3.5 小压比空气源热泵参数

经上述设计,在热源侧入口空气干球温度为 $-15.2^\circ C$ 、湿球温度为 $-16^\circ C$ 的试验工况下,使用侧入口空气干球温度为 $8.6^\circ C$ 、湿球温度为 $7.9^\circ C$,出口空气干球温度为 $26.5^\circ C$ 、湿球温度为 $23^\circ C$ 。小压比空气源热泵产品参数如表3所示。

表3 空气源热泵参数

Table 3 Parameters of Air Source Heat Pump

产品型号	DEHP-150EHA/Na-S
额定制热量/kW	150
额定功率/kW	37.6
制热 COP	3.99
管壳式换热器接口直径/mm	上端 DN80、下端 DN50
压缩机/台数	2
额定电压/V、相数、频率/Hz	380/3 相/50
制冷剂名称及充装量/kg	R410A/2×12
机组外形尺寸/mm	2196/1216/2322
机组总质量/kg	1250

3.6 热管换热器模块化设计

3.6.1 热管换热器设计计算

气—液型热管换热器都采用翅片管,选用无缝钢管作为基管,外围加装环形铝翅片,采用等三角形叉排方式布管。翅片管束的几何特性^[10]如表4所示,排列方式如图4所示。

表 4 翅片管详细参数

Table 4 Detailed parameters of finned tubes

管长	基管外径	管壁厚度	基管内径	翅片高度	翅片厚度	翅片外径	翅片间距	翅化比
l/mm	d_o/mm	δ_o/mm	d_i/mm	h/mm	δ/mm	d/mm	t/mm	β
2000	20	2	16	12.5	0.4	45	4	8.5

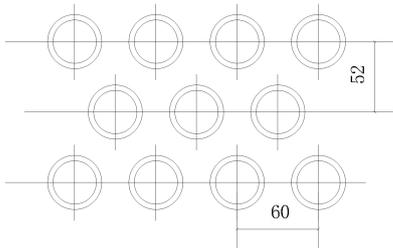


图 4 翅片管束排列方式示意图

Fig.4 Schematic diagram of the arrangement of finned tube bundles

本次设计热管换热器换热量 300kW，进风量 13.5m³/s，迎风面长度和高度为 2.0m×2.0m，迎面风速 3.37m/s。在确定热管换热器结构参数的基础上，通过计算确定热管换热器换热面积并最终求出翅片管数量和管排数。

$$Q = KF\Delta T \quad (4)$$

$$\Delta T = \frac{(T_1 - T_4) - (T_2 - T_3)}{\ln \frac{(T_1 - T_4)}{(T_2 - T_3)}} \quad (5)$$

式中： Q 为换热量，W； K 为传热系数，W/(m²·°C)； F 为以基管外表面积为基准的传热面积，m²； T_1 为热管换热器进口温度，°C； T_2 为热管换热器出口温度，°C； T_3 为热管进风温度，°C； T_4 为热管出风温度，°C。

通过查阅相关文献^[14]，传热系数 K 取值 744.6W/(m²·°C)，参考规范^[15]，当地冬季极端天气最低气温为 -20.2°C，本次设计热管进风温度为 -20°C，经热管加热后的出风温度为 10°C，热管换热器中的 R22 进口温度为 30°C，出口温度为 -10°C，根据换热量求得以基管外表面积为基准的传热面积 F 为 27.97m²。

$$n = \frac{F}{\pi d_o l} \quad (6)$$

式中： n 为翅片管数量； d_o 为基管外径，mm； l 为基管长度，m。

经上式计算每个换热模块所需的翅片管数量

为 223 根。

3.6.2 设计参数

考虑一定余量的同时，为了布置方便，每台热管换热器共布置 244 根翅片管，以 31、30 叉排布置，分 8 排布置。热管换热器参数如表 5 所示。

表 5 热管换热器模块化参数

Table 5 Modular Parameters of Heat Pipe Heat Exchangers

参数	数值
设计换热量/kW	300
管束横向间距/mm	60
管束纵向间距/mm	52
排列方式	等三角形叉排
管束排数/排	8
翅片管长度/mm	2000
模块外形尺寸/m	2×2
总重/kg	1000

3.6.3 介质环路及循环高差设计计算

热管换热器由蒸发侧-上升管-冷凝侧-下降管构成，系统理论传输热量 300kW。

根据流体力学理论^[16-18]，热管换热器的循环动力与两器之间高差及介质密度差成正比。

$$v = \frac{4Q_{\uparrow}}{\rho(h_2 - h_1)\pi d^2} \quad (7)$$

$$\Delta H = \lambda \times \frac{L}{d} \times \frac{\rho v^2}{2} \quad (8)$$

$$\Delta P = (\rho_{液} - \rho_{气}) \times g \times \Delta Z \quad (9)$$

式(8) - (10)中： v 为气相或液相介质流速，m/s； Q_{\uparrow} 为传热量，kW； ρ 为气相或液相介质密度，kg/m³； h_2 和 h_1 为对应相变温度下饱和液和饱和气的焓值，kJ/kg； d 为气相或液相介质管路内径，mm； λ 为莫迪公式对应阻力系数，取值 0.04； ΔH 为管路沿程阻力，Pa； L 为管路长度，m； g 为重力加速度，m/s²； ΔP 为管路资用压力差也即循环动力，Pa； ΔZ 为两器之间循环高

差, m。

本次设计中的上升管和下降管分别为 $\text{Ø}89\text{mm}\times 4\text{mm}$ 和 $\text{Ø}57\text{mm}\times 3.5\text{mm}$ 的不锈钢无缝管, 上升管长 22m, 下降管长 18m。上升管介质相变温度为 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, 气体密度 $15.322\text{kg}/\text{m}^3$, 焓差 $213.54\text{kJ}/\text{kg}$, 流速 $14.7\text{m}/\text{s}$ 。下降管介质相变温度为 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, 液体密度 $1246.7\text{kg}/\text{m}^3$, 焓差 $196.69\text{kJ}/\text{kg}$, 流速 $1.5\text{m}/\text{s}$ 。两管沿程阻力为 34084.9Pa , 考虑沿程阻力占 60%, 总阻力为 56808.2Pa 。计算得两器之间最小高差为 4.7m, 蒸发器底部距地面 0.2m, 热管换热器底部距地面高度至少 4.9m。

4 示范研究

4.1 工程概况

邢东矿采用蒸汽供热系统对井口进行防冻, 但在 2021 年和 2022 年冬季均出现矿井结冻现象。经测算, 负荷缺口为 600kW 。为节约能源, 在井口位置增设了小压比空气源热泵热管供热系统。该系统包括 4 台小压比空气源热泵、2 台热管换热器和 2 台防爆轴流风机, 用于满足井筒供热需求。

4.2 设备布置立面图

小压比空气源热泵热管供热系统的设备布置立面图如图 5 所示。

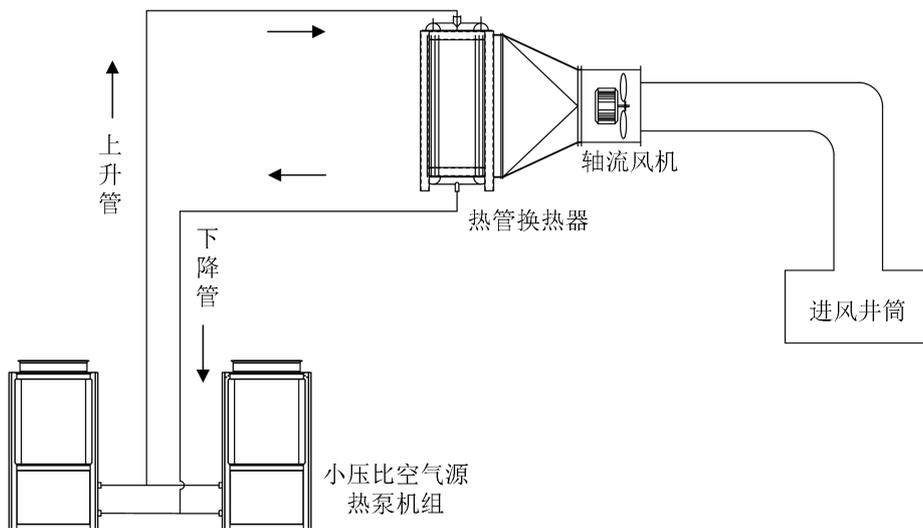


图 5 设备布置立面图

Figure 5 Equipment layout elevation

4.3 示范项目安装

设计完成后, 对系统进行施工与安装, 图 6 为空气源热泵机组实物图, 图 7 为热管换热器实物图。



图 6 空气源热泵机组实物图

Fig.6 Physical image of air source heat pump unit



图 7 热管换热器实物图

Fig.7 Physical image of heat pipe heat exchanger

4.4 运行数据分析

该项目于 2023 年 11 月 15 日进入运行阶段, 采用 PLC 控制系统, 对系统在一个供暖季运行期间的监测数据进行分析。通过对邢东矿的环境温度

进行监测, 在 12 月 16 日环境温度达到最低值, 对当日系统运行数据进行详细分析。

4.4.1 热管换热器平均换热量分析

图 8 为系统运行期间内连续 24 小时的一台热管换热器出风温度、环境温度与迎面风速变化趋势图。

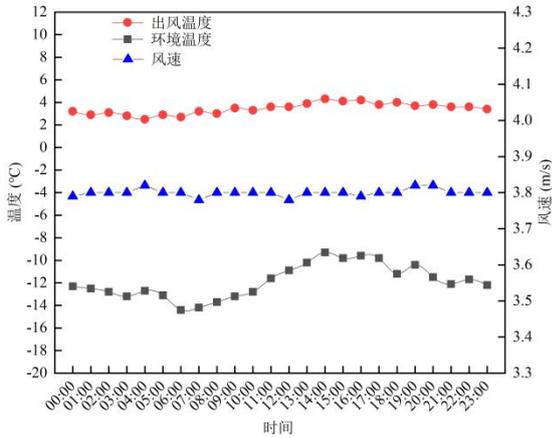


图 8 进、出风温度与风速变化图

Fig.8 Changes in inlet and outlet air temperature and wind speed

根据图 8 显示, 热管换热器出风温度保持在 2.5~4.3℃之间, 平均出风温度 3.4℃, 出风温度波动范围较小, 说明热管换热器取热能力较稳定。当天环境温度保持在-14.4~-9.3℃之间, 环境平均温度-12℃。迎面风速保持在 3.78~3.82m/s, 平均风速 3.8m/s。

热管换热器迎风面积 4m², 经计算, 一台热管换热器在极端天气下的平均换热量为 302.9kW, 符合设计要求。

4.4.2 系统 COP 分析

系统的 COP 为单位时间的制热量与系统所消耗的总功率之比。图 9 为系统的 COP 随环境温度变化的趋势图。

根据图 9 显示, 系统的 COP 变化趋势与环境温度变化总体呈正相关。环境温度是影响 COP 的重要因素之一。在 07:00 之前, COP 呈下降趋势, 主要是由于环境温度一直在下降, 在大气压力不变的情况下, 环境温度越低, 湿度越大。在两者共同作用下, 从而降低了蒸发器的效率, 导致机组的制热性能下降, 使得 COP 降低。在环境温度为 -14.4~-9.3℃ 时, 该系统的 COP 能够维持在

3.78~4.36 之间, 平均 COP 为 4.12, 这进一步体现了小压比空气源热泵热管供热系统的优越性。

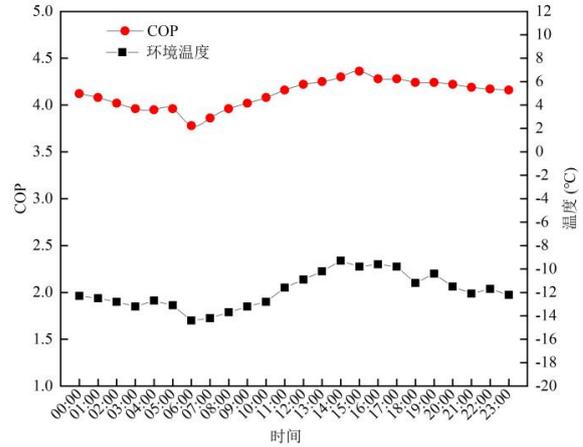


图 9 COP 与不同环境温度变化图

Fig.9 COP and temperature changes in different environments

4.4.3 轴流风机风速对系统性能的影响

在环境平均温度为-7.6℃的工况条件下, 测定轴流风机不同风速对热管换热器出风温度、换热量及系统 COP 的影响。

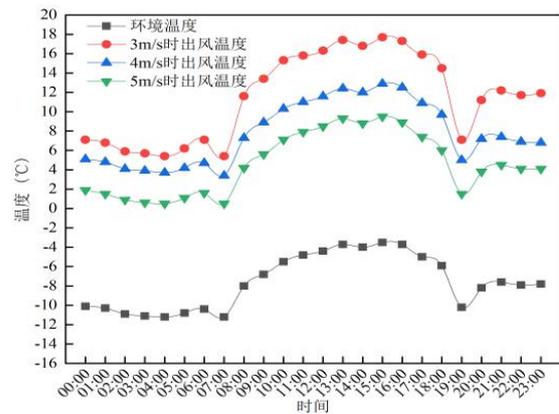


图 10 不同风速下热管换热器出风温度变化图

Fig.10 Variation of outlet air temperature of heat pipe heat exchanger at different wind speeds

根据图 10 显示, 热管换热器出风温度变化趋势与环境温度变化总体呈正相关。热管换热器的出风温度随着轴流风机风速的增加而降低, 当风速达到 5m/s 时, 出风温度将低于 2℃, 这不满足井口防冻工艺设计的要求。因此系统在实际运行过程中, 要合理的控制轴流风机的风速。

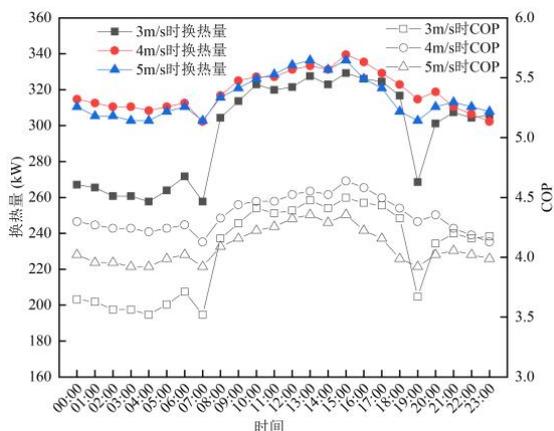


图 11 不同风速下换热量及系统 COP 变化图

Fig.11 Changes in Heat Transfer and System COP at Different Wind Speeds

根据图 11 显示,当轴流风机的风速为 4m/s 时,每台热管换热器的换热量在 300kW~340kW 之间,符合设计要求。而当风速提高到 5m/s 时,换热量仍在这一范围内。但当风速降低至 3m/s 时,每台

表 6 各系统的初投资

Table 6 Initial Investment of Each System

小压比空气源热泵热管供热系统	元	蒸汽供热系统	元
空气源热泵	192000	蒸汽锅炉	137000
热管换热器	20000	板式换热器	6200
轴流风机	6480	凝结水箱	2300
PLC 控制柜	5200	循环水泵	4860
管道、阀门等	3000	管道、阀门等	5000
合计	226680	合计	155360

经调取监测数据,小压比空气源热泵热管供热系统在一个供暖季总制热量 1302175.8kW,总耗电量 292600kWh,以当地电费价格 0.6 元/kWh 计算,系统年运行费用为 17.6 万元,费用年值为 19.8 万元。总制热量按原蒸汽供热系统计算,共需消耗 1696.5t 蒸汽,以当地蒸汽价格 180 元/t 计算,系统年运行费用为 30.5 万元,费用年值为 32 万元。采用小压比空气源热泵热管供热系统与原蒸汽供热系统相比每年可节约运行费用 12.9 万元,根据系统初投资为 226680 元,可求出投资回收期为 1.76 年。

系统的初投资及费用年值对比如图 12 所示。

热管换热器的换热量将低于 300kW,不符合设计要求。系统在风速为 4m/s 时,平均 COP 可达 4.36。

综上所述,在满足井口防冻工艺设计要求的前提下,系统在实际运行中,应保持轴流风机的风速在 4m/s 左右的范围内。

4.5 系统经济效益对比分析

本文采用费用年值法对系统的经济性进行评价。费用年值法将不同设计方案的初投资与年运行成本折算成与其等值的各年年末等额成本,综合考虑了方案的初投资与运行费用。费用年值最低的设计方案为最佳方案。各系统的初投资如表 6 所示,费用年值计算公式见式 (10) [19]。

$$AW = \frac{i(1+i)^m}{(1+i)^m - 1} \times C_o + C \quad (10)$$

式中: AW 为费用年值,元; C_o 为初投资,元; i 为利率,一般取 5%; m 为使用寿命,取 15 年; C 为年运行费用,元。

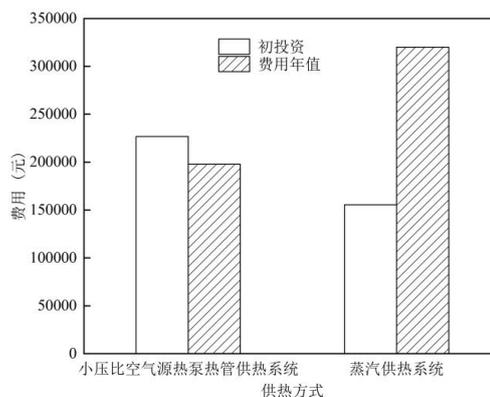


图 12 不同供热方式初投资及费用年值对比图

Fig.12 Comparison of initial investment and annual cost for different heating methods

根据图 12 显示,小压比空气源热泵热管供热

系统与蒸汽供热系统相比,初投资费用较高,但费用年值约为蒸汽供热系统的 61.8%,经济性优势明显。

5 结论

(1) 该系统通过降低压缩机的压缩比和减少压缩机的涡旋行程,使系统的 COP 显著提高。在 -12°C 环境平均温度下,系统的平均 COP 仍能达到 4.1 以上。然而,两者对系统 COP 提高的具体影响需要进一步研究。

(2) 系统采用双氟制冷剂循环,两侧均为相变传热,增大了传热系数,减小了换热器体积。系统环路内没有循环水泵,减少了热能的损失,使传热效率得到提高。

(3) 本项目通过方案设计和理论计算对系统设备进行了选型配置,经过近一个供暖季的运行测试,系统总供热量为 1302175.8kW ,平均 COP 为 4.45。在极端环境条件下,每台热管换热器平均换热量 302.9kW ,热管出风温度均高于 2°C ,符合井口防冻工艺设计要求。

(4) 本工程每年井口供热运行费用 17.6 万元,与原蒸汽供热系统相比,可节约运行费用 12.9 万元,投资回收期 1.76 年,具有较好的经济效益。

参考文献:

- [1] 袁亮.废弃矿井资源综合利用助力实现“碳达峰、碳中和”目标[J].科技导报,2021,39(13):1-6.
- [2] 张臻烨,胡山鹰,金涌.2060 中国碳中和—化石能源转向化石资源时代[J].现代化工,2021,41(6): 23-27.
- [3] 展海风,李云.水源热泵在煤矿行业的应用[J].区域供热,2010,(5):22-25.
- [4] 王伟.低温热源热泵系统在煤矿采暖中的应用[J].环境与生活,2014,(6):47.
- [5] 熊彧可,李程明,纪忠君,等.空气源热泵综述[J].现代制造技术与装备,2021,57(12):172-174.
- [6] 耿秀,胥小龙,刘馨,等.太阳能与空气源热泵耦合供热系统运行特性分析[J].建设科技,2022,(10):82-85.
- [7] HB Ma, P Zhang, SL Fan. Application of Gravity Heat Pipe for Recovering Waste Heat from Boiler Flue Gas[C]. Science and Engineering Research Center:Science and Engineering Research Center, 2015:5.
- [8] Li Ying Sun, Li Tao Xiao, Yi Tong Li. Experimental Study on Heat Pipe Heat Recovery Type of Fresh Air Ventilator[J]. Advanced Materials Research, 2013,2114.
- [9] 李注江,王建学,王景刚,等.热管技术在煤矿回风余热回收方面的应用[J].能源与节能,2014,(4):185-187.
- [10] 刘晓峰.磁窑沟矿井回风换热系统研究与应用[D].邯郸:河北工程大学,2021.
- [11] 白金发.重力型分体式热管在矿井余热回收中的应用研究[D].邯郸:河北工程大学,2021.
- [12] 国家安全生产监督管理总局,国家煤矿安全监察局.煤矿安全规程[M].北京:煤炭工业出版社,2016.
- [13] 王侃宏,赵东雪,罗景辉,等.热管式矿井通风热能自平衡系统设计与应用[J].矿业安全与环保,2021,48(2): 92-96.
- [14] 吕向阳,赵旭,翟宇,等.分离式热管换热技术在井口防冻系统中的应用研究[J].煤炭工程,2023,55(1):12-17.
- [15] GB50019-2015,工业建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国计划出版社,2015.
- [16] 刘玉清,郭佳超,李浩鹏,等.多角度重力型分离式热管蒸发器的压降特性研究[J].科学技术创新,2020,(12): 39-40.
- [17] 方彬.热管节能减排换热器设计与应用[M].北京:化学工业出版社,2012.
- [18] 金育义,臧润请,顾永明.分离式热管在不同高度差下传热性能的实验研究[J].应用能源技术,2009,(4):45-47,51.
- [19] 王其良,周恩泽,屠丽娟,等.基于太阳能补热的多源互补供暖系统优化研究[J].太阳能学报,2021,42(11):178-185.